

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

**Upevnění rozvodovky závodního automobilu
Formula Student**
**Mounting of Racing Car Formula Student Axle
Drive**

Student: Bc. Jiří Sklenář
Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář, Ph.D.
Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Sklenář**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: **Upevnění rozvodovky závodního automobilu Formula Student**
Mounting of Racing Car Formula Student Axle Drive

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je konstrukční návrh upevnění rozvodovky závodního vozidla.

1. Úvod.
2. Analýza omezujících legislativních pravidel.
3. Popis současného stavu.
4. Návrh variant řešení.
5. Výběr varianty a provedení konkrétního konstrukčního návrhu.
6. Zhodnocení a doporučení.
7. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: Alfa Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7.
- Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: Alfa Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4.
- Vlk, F. Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2.
- Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.
- Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. Praha: ČVUT v Praze, 1991.
- Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV. Praha: ČVUT Praha, 1991.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2018



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě : 21.5.2018



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jiří Sklenář

Adresa trvalého pobytu autora práce: Jana Maluchy 227/103

700 30 Ostrava-Dubina

Rád bych na tomto místě poděkoval panu Ing. Michalu Richtáři, Ph.D. za odborné vedení, konzultace a cenné rady, bez čehož by tato práce nevznikla.

Anotace

SKLENÁŘ, J. *Upevnění rozvodovky závodního automobilu Formula Student: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2018, 51 s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem upevnění rozvodovky závodního automobilu typu Formula Student. Pro návrh budou použity zásady pro konstrukci částí závodního automobilu. Bude uvedena potřebná teorie o pohonném ústrojí automobilů. Pro pevnostní kontrolu zkonstruovaných částí bude využito prostředí pevnostní analýzy programu Autodesk Inventor Professional 2018. Pro posouzení ložisek bude využito analytické metody.

Annotation

SKLENÁŘ, J. *Mounting of Racing Car Formula Student Axle Drive: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Institute of Transport, 2018, 51 p. Thesis head: Richtář, M.

This thesis deals with design of mounting of Formula Student axle drive. Design principles of designing racing car will be used. Necessary theory of automotive drivetrain will be introduced. For stress analysis of designed parts will be used Stress Analysis environment of Autodesk Inventor Professional 2018. Analytical methods will be used to evaluate the bearings.

Seznam použitých zkratk a symbolů

MKP	– metoda konečných prvků
FSAE	– Formula SAE
USA	– Spojené státy americké (United States of America)
FSG	– Formula Student Germany
SAE	– profesní sdružení odborníků z oblasti automobilového průmyslu (Society of Automotive Engineers)
DOHC	– dvě vačkové hřídele v hlavě válců (Double Over Head Camshaft)
v	– rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
n	– otáčky motoru [min^{-1}]
i_p	– převodový poměr stálého převodu v převodovce [-]
i_v	– převodový poměr 5. rychlostního stupně [-]
i_o	– převodový poměr koncového převodu [-]
π	– Ludolfovo číslo [-]
r	– poloměr kola [m]
CAD	– počítačem podporované projektování (Computer-Aided design)
F	– síla od řetězu [N]
M_k	– maximální točivý moment motoru [Nm]
i_l	– převodový poměr 1. rychlostního stupně [-]
d_r	– průměr rozety [m]
M_B	– moment k bodu B [Nm]
R_A	– reakce působící v bodě A [N]
F_x	– síly působící v ose x [N]
R_B	– reakce působící v bodě B [N]
c_0	– statická únosnost ložisek [N]
R	– radiální síla působící na ložisko [N]
$c_{0(6211)}$	– statická únosnost ložiska 6211 [N]
$c_{0(61910)}$	– statická únosnost ložiska 61910 [N]
D_f	– předpokládaná délka řetězu [mm]
P	– rozteč článků řetězu [mm]

Obsah

0. Úvod	10
1. Analýza omezujících legislativních pravidel	10
1.1 Disciplíny soutěží Formula Student	11
1.1.1 Statické disciplíny	11
1.1.2 Dynamické disciplíny	11
2. Úvod do problematiky	13
2.1 Rozvodovka	16
2.2 Diferenciál	16
2.3 Ložiska	16
2.4 Kloubové hřídele	17
3. Popis současného stavu	18
4. Návrh variant řešení	19
4.1 Přímocharý pohyb	20
4.2 Rotační pohyb	21
4.3 Pohyb pomocí excentru	21
5. Výběr varianty	22
5.1 Volba koncového převodu	22
5.2 Volba diferenciálu	24
5.3 Volba materiálu držáku	25
6. Provedení konkrétního konstrukčního návrhu	25
6.1 Okrajové podmínky	26
6.2 Popis jednotlivých částí držáku	29
6.2.1 Levý držák	29
6.2.2 Pravý držák	35
6.2.3 Excentry	38
6.3 Kontrola řešení	38
6.3.1 Kontrola pomocí MKP	41
6.3.2 Kontrola ložisek	45
6.4 Délky poloos	47
6.5 Délka řetězu	48
7. Zhodnocení a doporučení	49
8. Závěr	51

0. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem upevnění rozvodovky vozidla pro soutěž Formula Student. V teoretické části v krátkosti představím soutěž Formula Student, popíšu rozvodovku tohoto vozidla a představím možné varianty řešení. Dále uvedu konkrétní konstrukční návrhy, ze kterých vyberu konečné řešení, u kterého provedu jednoduchou MKP analýzu pro kontrolu pevnosti.

Při představování soutěže Formula Student uvedu disciplíny, ve kterých se soutěží. V další kapitole se zaměřím celkově na problematiku přenosu výkonu motoru na kola. Dále v teoretické části budou v krátkosti popsány jednotlivé strojní části, které jsou použity v celku. Na konec teoretické části uvedu řešení, které bylo použito minulý rok pro předchozí model vozidla Formula Student. V praktické části představím možnosti výběru jednotlivých částí, možnosti mechanismu na pohyb diferenciálu, zvolím konečnou variantu a provedu konstrukční návrh.

1. Analýza omezujících legislativních pravidel

Formula Student je mezinárodní soutěž mezi univerzitami, kde úkolem jednotlivých týmu je na univerzitě každý rok vyvíjet a postavit nové vozidlo Formula Student. Toto vozidlo musí být postaveno dle pravidel. Tato pravidla jsou dvojí. Jedna jsou celosvětová tzv. FSAE, která jsou vydávána v USA a druhá jsou FSG (Formula Student Germany), která jsou vydávána v Německu. Pořadatelé závodů se mohou rozhodnout, která pravidla budou těmi hlavními, kterými se budou řídit. V obou pravidlech jsou ale výjimky, které v určitých případech respektují znění druhých pravidel. Pravidla FSAE jsou používána hlavně mimo Evropu. Jsou ale i Evropské závody, které mají jako hlavní pravidla právě pravidla FSAE. Těmito závody jsou závody v Itálii Formula SAE Italy & Formula Electric Italy. Většina evropských závodů se řídí pravidly FSG. Náš tým Formula TU Ostrava se zúčastní dvou závodů, a to právě Formula SAE Italy & Formula Electric Italy v Itálii a Formula Student Czech v České Republice. Ve výše zmiňovaných pravidlech se nachází nejen technická pravidla omezující samotnou konstrukci vozidla, ale i pravidla, která vysvětlují jednotlivé disciplíny soutěží a průběh samotných soutěží. V pravidlech se nachází i vysvětlení jaká dráha je pro jednotlivé disciplíny a jsou tam i regulace, jaké prvky mohou být použity na trati v hlavním závodě, která má na různých závodech, z důvodu různého prostředí, kde se závody pořádají, jiný tvar.

1.1 Disciplíny soutěží Formula Student

Disciplíny soutěží Formula Student se dělí na dvě základní skupiny. Tyto skupiny jsou statické disciplíny a disciplíny dynamické. [1]

1.1.1 Statické disciplíny

Jedna ze statických disciplín se nazývá Business plan presentation. Cílem této disciplíny je vyhodnotit schopnost týmu vytvořit obchodní model, který popisuje, jak by se mohla výroba jejich produktu, prototypu závodního vozidla, stát výhodnou investiční příležitostí pro investory. Tato disciplína je hodnocena porotou, jejíž členové po této prezentaci se mají rozhodnout, zda by tuto investici provedli, nebo ne. [1]

Další ze statických disciplín je Cost and Manufacturing Event. Účelem této disciplíny je ohodnocení toho, jak moc členové týmů rozumí nacenění výrobních procesů a cenám souvisejícími s konstrukcí závodního vozidla. S tím souvisí i rozhodování, zda některé díly kupovat, nebo vyrábět a porozumění rozdílů mezi prototypovou a sériovou výrobou. Součástí této disciplíny je nacenění všech součástí vozidla dle dostupných tabulek a jejich tabulkové zpracování. Součástí hodnocení této disciplíny je i obhajoba tohoto dokumentu. [1]

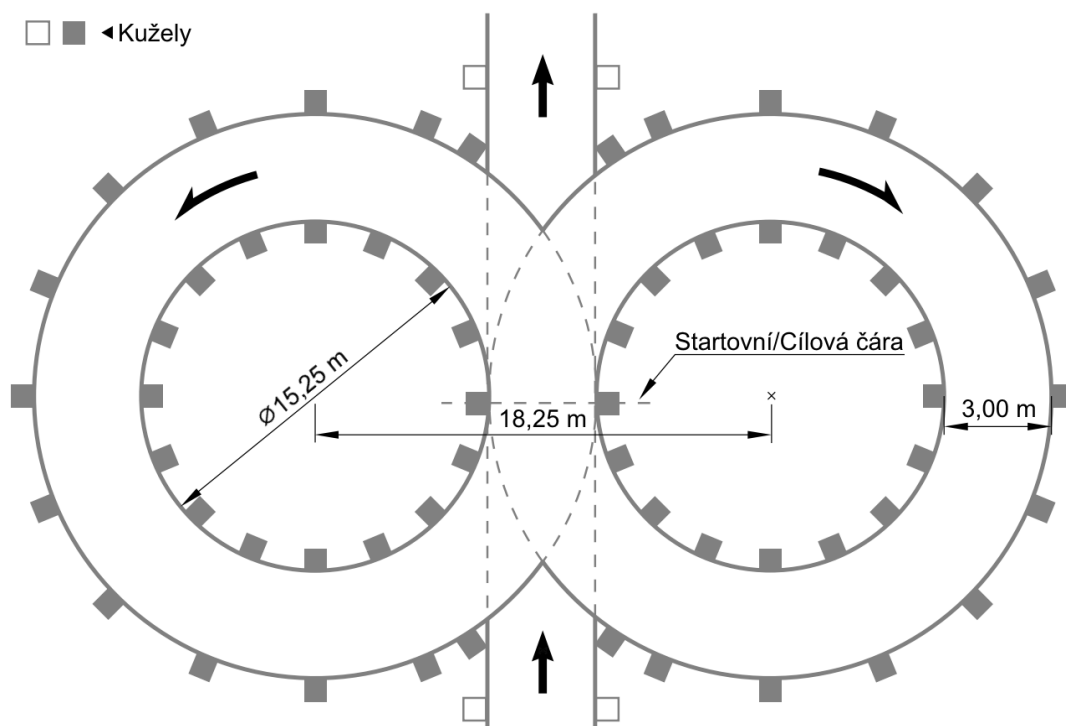
Poslední statická disciplína je Engineering Design Event. Cílem této disciplíny je ocenit inženýrský přístup a úsilí, které vedly k vytvoření vozidla splňující podmínky soutěže. Komponenty a systémy, které jako hotové byly zapracovány do vozidla, se nezapočítávají jako studenty navrhnuté, ale hodnotí se výběr a použití této položky. [1]

1.1.2 Dynamické disciplíny

Druhou skupinou disciplín soutěže Formula Student jsou dynamické disciplíny, kdy jsou vozidla porovnávána již podle výsledků, kterých dosáhla na trati. Předtím, než je ale týmům dovoleno jejich vůz připravit na start jednotlivých disciplín, musí projít technickou přejímkou, kde je kontrolován stav vozidel a to, zda vozidlo splňuje všechna pravidla, která splňovat má. Poté je vozidlo připuštěno k dalším procedurám, kdy se vozidlo nakládá do stran, aby se zjistilo, zda z vozidla neunikají kapaliny, kontroluje hlasitost výfuku, která nesmí překročit danou mez a také se kontroluje účinnost brzd, zda-li jsou dostatečně silné, aby zablokovala kola. Toto se provádí tak, že je dán pokyn, aby se řidič rozjel a na označeném místě sešlápnul brzdový pedál tak, aby zablokoval všechna 4 kola. Z důvodu bezpečnosti se dynamické disciplíny konají v částech areálu označovaných jako Dynamic

Area. Do tohoto prostoru mohou vstoupit pouze 4 osoby z každého týmu, a to včetně řidiče. [1]

První jmenovaná disciplína se jmenuje Skidpad. Tato disciplína se jezdí po trati, která je nakreslena na obrázku 1. [1]



Obrázek 1: Schéma trati Skidpad [1]

V této disciplíně nejdříve vozidlo vjíždí mezi kruhy a na startovní čáře již nezastavuje, protože je zde za start považován okamžik spuštění časomíry. První dvě kola se jedou doprava a poté se jednou dvě kola v levé části. Po ujetí dvou kol na obě strany řidič vyjíždí pryč. [1]

Další disciplínou je Akcelpace. Zde je trať rovná, dlouhá 75 metrů a široká 5 metrů. Traťový komisař naviguje jezdce, kam má najet, protože vozidlo má stát 0,3 metru před startovní čarou. Po pokynu traťového komisaře řidič může vyrazit co nejrychleji do cíle, kde za cílovou čarou má dostatek prostoru na zastavení. [1]

Po předešlých disciplínách se koná Autocross. Při této disciplíně jezdí řidiči s vozidly po trati, která je postavena z kuželek zpravidla na asfaltu, nebo betonu. Jedná se o jízdu z bodu A do bodu B, nejedná se tedy o okruh, ve většině případů však cíl nebývá příliš vzdálen od startu, protože většina této trati se následně používá pro disciplínu Endurance. Složitost a tvar trati je na každých závodech jiná, protože si

pořadatel sám udává, jaký tvar bude jeho trať mít, zpravidla se tratě od sebe liší i tím, že se pořádají na různých místech, a tak tedy pořadatelé mají jiný prostor k dispozici. Pro tyto tratě však jsou v pravidlech podmínky, které musí splňovat. Nejdelší rovinka nesmí být delší, než 80 metrů, maximální poloměr konstantního oblouku může být maximálně 50 metrů, minimální vnější poloměr oblouku je 9 metrů. Ve slalomu mohou být kuželky od sebe vzdáleny od 7,5 do 12 metrů. Na trati mohou být nadále šikany, oblouky navazující na sebe, nebo oblouky, které se tzv. utahují, což znamená, že se poloměr oblouku postupně snižuje. Minimální šířka trati musí být 3 metry. Trať pro autocross může být dlouhá maximálně 1,5 km. [1]

Jako poslední se koná disciplína Endurance, která je označována jako královská disciplína. V této disciplíně se jezdí na okruhu, který zpravidla vychází z trati pro Autocross. Délka okruhu má být přibližně 1 km. Délka celého závodu Endurance přibližně 22 km, přesná délka se této hodnotě má co nejvíce přibližovat. V polovině disciplíny Endurance dochází k výměně řidičů, jeden řidič tedy ujede okolo 11 km. Na tuto výměnu mají řidiči a k nim jeden pomocník 3 minuty, v případě překročení tohoto limitu je čas převyšující limit započítán do celkového času závodu pro tento tým. Regulace pro tuto trať se liší od regulací pro Autocross vzdáleností kuželů u slalomu, u Endurance tato vzdálenost může být od 9 do 15 metrů. [1]

Další z disciplín je vyhodnocení spotřeby paliva. Tato disciplína se vyhodnocuje po závodě Endurance. Před startem vozidla traťoví komisaři naplní nádrž po rysku, která musí být na průhledné hadici vedoucí do nádrže. Po odjetí závodu komisaři dolijí palivo zase k rysce a podle hmotnosti dolitého paliva určí pořadí v této disciplíně. [1]

První dvě disciplíny se pořádají zároveň, protože vzhledem k potřebným prostorům a prostorům, které mají k dispozici pořadatelé závodů se mohou zároveň pořádat jen tyto dvě disciplíny. Další dvě disciplíny se pořádají odděleně, protože trať pro Endurance většinou vychází z trati pro Autocross.

2. Úvod do problematiky

Vozidlo, pro které je tento konstrukční návrh je vozidlo Formule Student týmu Formula TU Ostrava, které se nazývá Vector 03. Technické specifikace jsou uvedeny v tabulce 1.

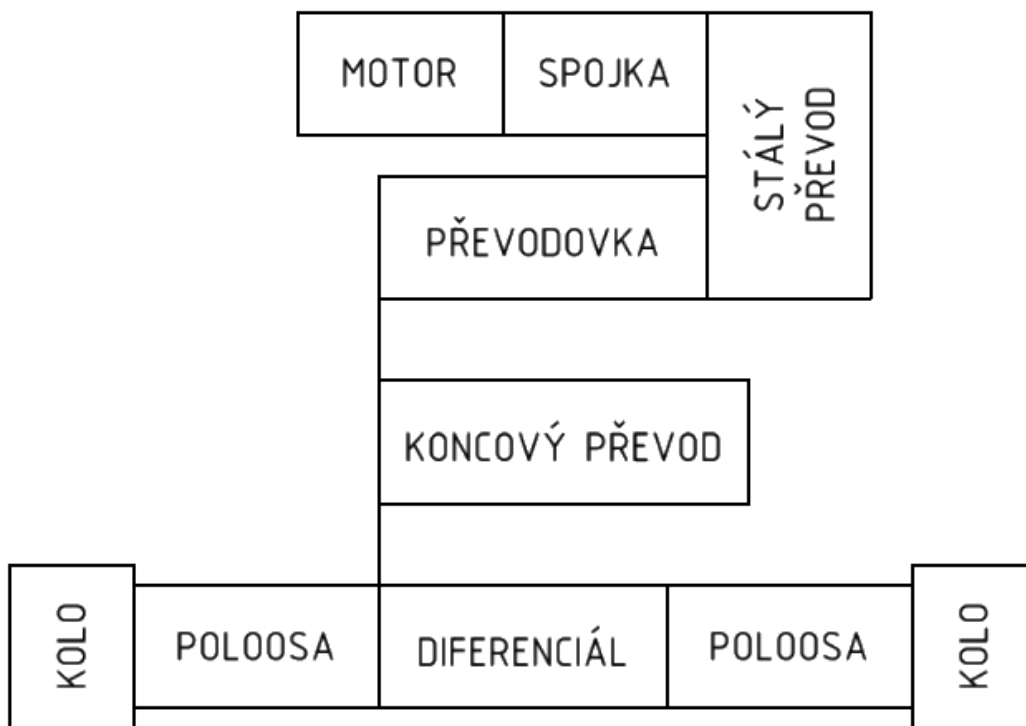
Tabulka 1: Technické specifikace vozidla Vector 03

Rok výroby	2017
Počet válců/ventilů na válec • rozvod	4/4 • DOHC
Typ motoru • zdvihový objem	zážehový • 600 cm ³
Vrtání • zdvih	65,5 mm • 44,5 mm
Kompresní poměr	12,1:1
Nejvyšší výkon • při otáčkách	69 kW • 11 400 min ⁻¹
Nejvyšší krouticí moment • při otáčkách	58 Nm • 11 000 min ⁻¹
Zrychlení z 0 na 100 km/h	5 s
Nejvyšší rychlost	120 km/h
Způsob řazení	Elektropneumatické ovládané pádly pod volantem
Počet převodových stupňů	5
Objem palivové nádrže	4 l
Hmotnost bez řidiče	235 kg
Průměrná spotřeba při závodě	12 l/100 km
Rozvor náprav	1600 mm
Rozchod kol: vpředu • vzadu	1230 mm • 1190 mm
Rozměr pneumatik	205/470 R13
Rozměry: délka • šířka • výška	3020 mm • 1435 mm • 1195 mm

Pro pohyb vozidla je zapotřebí, aby motor byl spojen přes spojku s převodovkou a dále přes koncový převod k diferenciálu. Tuto situaci popisuje situační schéma na obrázku 3.



Obrázek 2: Vozidlo Vector 03 [3]



Obrázek 3: Situační schéma

V případě tohoto konkrétního vozidla Formula Student je motor pevně uložen v rámu vozidla a spojka s převodovkou včetně stálého převodu jsou uloženy přímo v bloku motoru. Proto je potřeba vytvořit uchycení hnaného kola koncového převodu s diferenciálem. Koncový převod a diferenciál spolu tvoří rozvodovku.

2.1 Rozvodovka

Rozvodovka, někdy označována jako koncový převod, slouží k rozvádění hnacího momentu na jednotlivá kola. Je možné se také setkat s rozvodovkou mezinápravovou, ta pak rozvádí hnací moment mezi jednotlivé nápravy vozidla. Téměř vždy má rozvodovka dvě základní části, a to stálý převod a diferenciál. [2]

Stálý převod může být jednoduchý, nebo dvojnásobný. Jednoduchý stálý převod může být realizován ozubenými koly, řemenovým, nebo řetězovým převodem. V případě, že je realizován ozubenými koly, může tento převod být kuželový, hypoidní, šnekový, nebo čelní. [2]

2.2 Diferenciál

Diferenciál má v rozvodu hnacího momentu dvě základní funkce. Musí umožnit rozdělení točivého momentu v požadovaném poměru z jedné hnací hřídele na dvě hnané hřídele. Zároveň pak musí umožnit rozdílné úhlové rychlosti hnaných hřídelí. Mechanický princip funkce bohužel zapříčiňuje, že odlehčené kolo je protáčeno maximem momentu. Kolo s odporem proti otáčení pak minimem. Toto zapříčiňuje, že v případě nižšího koeficientu tření na jednom z kol, je na právě toto kolo přenášen točivý moment. Z tohoto důvodu je možné se setkat s mechanickými, nebo elektronickými řešeními přenosu hnacích sil, které tento nedostatek upravují. Diferenciály se dle své konstrukce dělí do dvou skupin, a to na kuželový diferenciál a čelní diferenciál. [2]

Dle účelu se diferenciály rozdělují do tří skupin. Toto rozdělení dle účelu souvisí zároveň s umístěním diferenciálu ve vozidle. Dle účelu mohou být diferenciály nápravové, mezinápravové a ústřední. [2]

Podle toho, jak diferenciál funguje, nebo jinak řečeno jak je u něj řešena problematika protáčení odlehčeného kola se dělí do čtyř skupin a to: otevřený, s mechanickou uzávěrkou, samosvorný a aktivní. [2]

2.3 Ložiska

Ložiska jsou nedílnou součástí všech systémů, kde dochází k rotačnímu pohybu součástí vůči pevně uloženým součástem. Ložiska se dělí na dva hlavní typy a to kluzná a valivá.

U kluzných ložisek mezi ložiskem a hřídelí vzniká kluzné tření, které způsobuje opotřebení součásti a ztrátu energie. Protože jsou čepy a hřídele relativně drahé, volí se takové materiály pro kluzná ložiska, aby se opotřebení převedlo na levnější pánev. Směrodatný v tomto ohledu je rozdíl tvrdosti ložiska a čepu. Jako materiály se pro kluzná ložiska používají cínové a olověné kompozity, bronzы, mosazi, hliníkové bronzы, slinuté materiály, šedá litina, plasty, nebo pryž. Mezi výhody kluzných ložisek patří jejich nízká cena, zejména pro velké průměry. Snesou také rázy a přetížení. Další výhodou je, že se snadno montují a demontují. Pracují-li v oblasti tekutinového tření, lze jejich opotřebení považovat za zanedbatelné, umožňují přesné uložení hřídele a mají tichý a klidný chod, zvláště při vyšších otáčkách. Naopak nevýhodou kluzných ložisek je, že při rozběhu a doběhu mají větší ztráty třením. Dále mají vyšší spotřebu maziva, což souvisí i s tím, že při nedostatečném mazání je u kluzných ložisek větší náchylnost k zadření. Jako nevýhoda je i větší stavební délka ložiska.

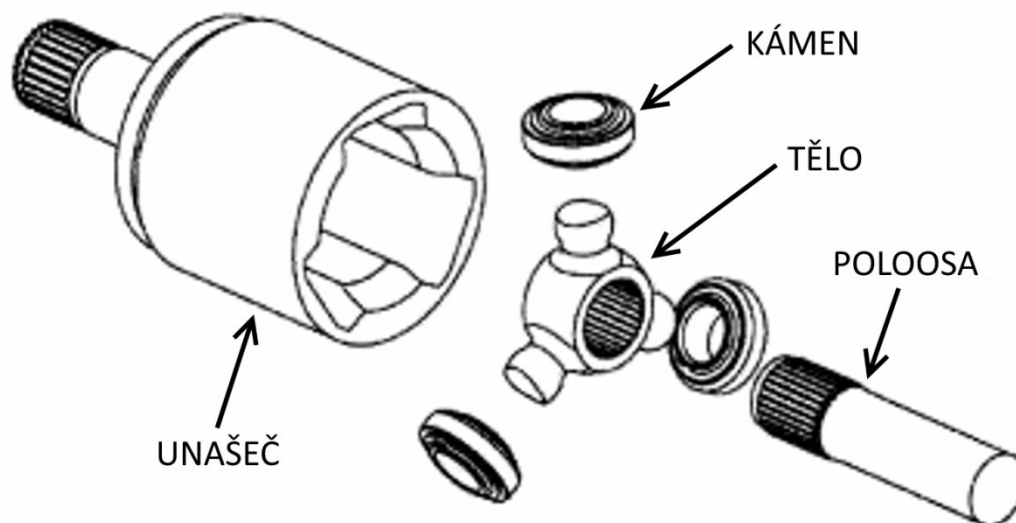
U valivých ložisek je smykové tření nahrazeno valivým třením tělísek, která mohou mít různé tvary, a to tvar koule, válce, kužele, jehly a soudečku. Smykové tření zde vzniká mezi tělísky a klecí. Klec udržuje tělíska v požadované poloze na drahách kroužků. Mezi výhody se řadí jejich poměrně malé rozměry a hmotnosti. Dají se také použít pro vysoké otáčky, mají malou spotřebu maziva a ztráty třením jsou u valivých ložisek poměrně malé a skoro stejné za klidu i za pohybu. Naopak mezi jejich nevýhody patří vyšší hlučnost, než u kluzných ložisek, neschopnost tlumit vibrace a jejich nevhodnost pro příliš vysoké obvodové rychlosti z důvodu velkých odstředivých sil.

2.4 Kloubové hřídele

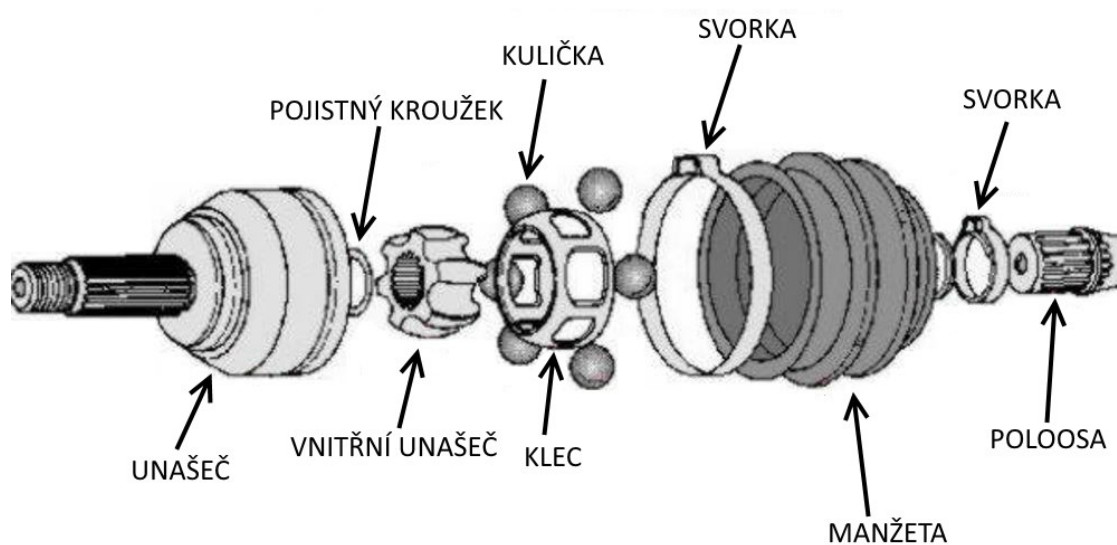
V této práci používám pro označení kloubové hřídele i pojem poloosa. Kloubové hřídele se využívají k přenosu točivého momentu z diferenciálu, jehož skříň bývá pevně uložena na rámu vozidla, na náboj kola, který je zpravidla pohyblivý vůči rámu vozidla. Proto jsou na ně kladeny požadavky jako přenos momentu s vysokou účinností, s konstantním převodem, nízký moment setrvačnosti a dlouhá životnost. Podle převodu, kterým přenáší moment, se dělí na hřídele s konstantním převodem, tedy homokinetické, a s periodicky proměnlivým převodem, tedy Kardanové. [2]

U silničních vozidel se používají dva typy homokinetických kloubů. První je k tripoidní kloub zvaný též TRIPODE a druhý je kuličkový kloub. Tripoidní kloub se skládá z tříčepového těla s valivými kameny, které zapadají do unášeče se třemi drážkami. Jsou omezeny hlavně úhlem, ve kterém mohou být použity a to většinou do 25°. Kuličkový kloub byl vynalezen v roce 1926 Alfredem Rzeppou a je to v současnosti nejpoužívanější

typ homokinetického kloubu, hlavně pro kompaktní rozměry a velký úhel mezi hnacím a hnaným hřídelem, který může být až 52°. [2]



Obrázek 4: Schéma Tripoidního kloubu [6]

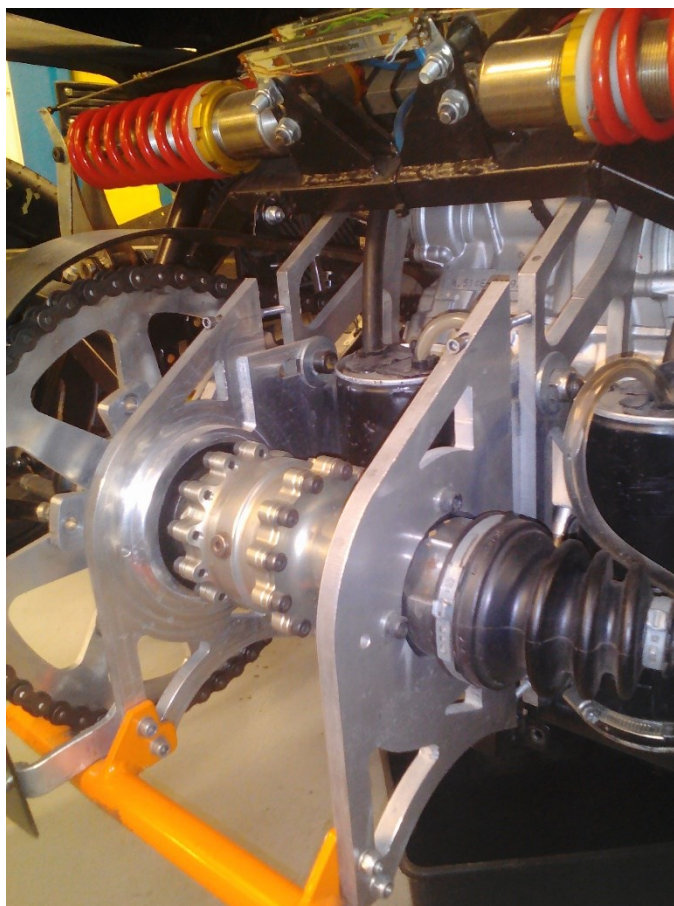


Obrázek 5: Schéma kuličkového kloubu [7]

3. Popis současného stavu

Na vozidle Vector 02 byla zvolena koncepce koncového převodu pomocí řetězu v kombinaci s koupeným diferenciálem Drexler. Držák diferenciálu zároveň slouží i jako nosná část v případě, že je zdvihnuta zadní část vozidla za tzv. “jacking point”. Tento prvek musí být podle pravidel použit na vozidle, aby mohla být hnaná náprava nadzvednuta do takové výšky, aby kola hnané nápravy byla vzdálena od vozovky alespoň

100 mm. Diferenciál je zároveň umístěn výrazně za osou zadních kol, dochází tedy k velkému zalomení poloos, které je komplikací u kloubů TRIPODE, které jsou použity právě v poloosách pro toto vozidlo. Nastavení osově vzdálenosti mezi pastorkem a rozetou pro natažení řetězu je pomocí mechanismu, který pohybuje diferenciálem přímočarým pohybem. Výhody a nevýhody tohoto řešení jsou uvedeny v kapitole 4.1.



Obrázek 6: Uchycení rozvodovky na vozidle Vector 02 [4]

4. Návrh variant řešení

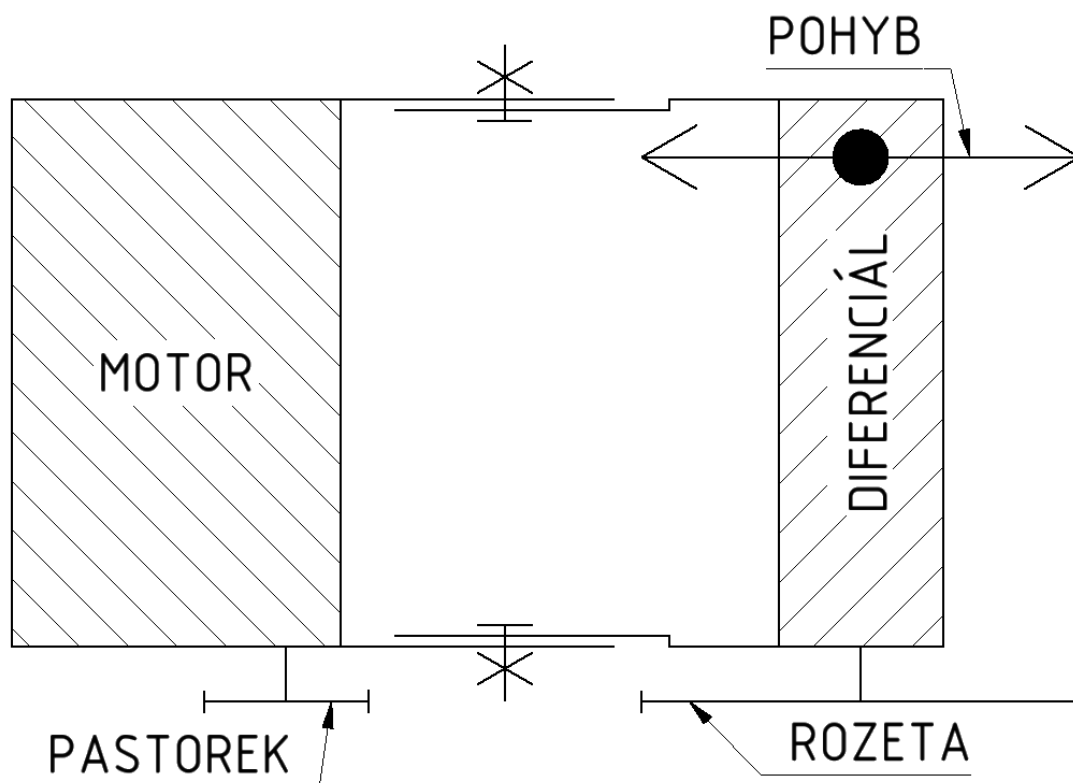
Jelikož motor, který používáme pro pohon vozidla, pochází z motocyklu a jeho přestavba na jiný typ koncového převodu by byla složitá, tak jako koncový převod zachováváme řetězový převod. Z důvodu volby koncového převodu pomocí řetězového převodu, bylo potřeba navrhnout mechanismus, pomocí kterého by bylo možno nastavit vzdálenost mezi osami pastorku a rozety podle délky řetězu. Délka řetězu je závislá na zatížení, opotřebení a teplotě. Volný řetěz se může sesmeknout, příliš napnutý řetěz zvyšuje zatížení ložisek. Pro správnou funkci řetězového převodu je nutno dodržet

optimální napnutí řetězu. K tomu slouží napínací mechanismus. Ten může být řešen třemi různými variantami řešení.

- První variantou je mechanismus umožňující přímočarý pohyb. Tato varianta je popsána i s výhodami a nevýhodami daného řešení v podkapitole 4.1.
- Druhou variantou tohoto mechanismu je využití rotačního pohybu, kdy celý držák je s rámem spojen na jedné ose a kolem této osy je s ním otáčeno, čímž dochází ke změně osově vzdálenosti pastorku a diferenciálu. Tato varianta je popsána v podkapitole 4.2.
- Třetí variantou řešení je opět využití rotačního pohybu, ale u tohoto řešení je držák pevně spojen s rámem vozidla a rotační pohyb vykonávají excentry, ve kterých je uložen diferenciál. Tato varianta je podrobněji popsána v podkapitole 4.3.

4.1 Přímočarý pohyb

U této varianty se pohybuje část držáku diferenciálu v přímočarém pohybu. Tato varianta je schematicky zaznačená na obrázku 7.



Obrázek 7: Schematicky zaznačená varianta č. 1 při pohledu shora

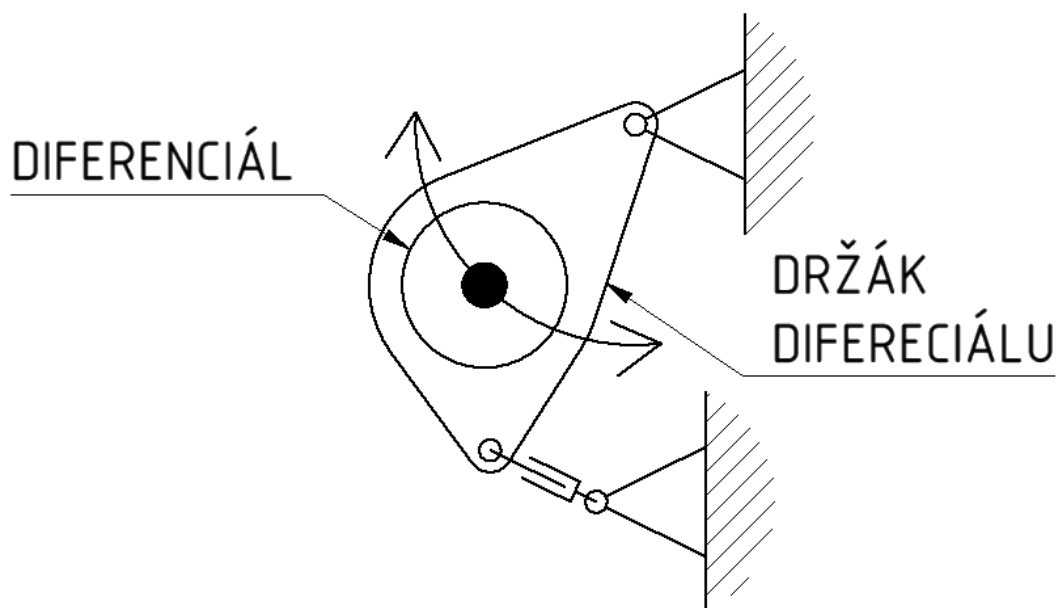
Toto řešení bylo použito na předchozím vozidle Vector 02 a lze ho vidět na obrázku 4.

Výhodou toho řešení je to, že může být navrženo tak, aby bylo s diferenciálem pohybováno kontinuálně a aby byl mechanicky zajištěn proti pohybu. Nevýhodou je

ovšem složité nastavení rovnoběžnosti os rozety a pastorku. Rovnoběžnost a poloha pastorku s rozetou v jedné přímce je nutná pro minimalizaci opotřebení a minimalizaci možnosti sesmeknutí řetězu.

4.2 Rotační pohyb

Tento systém využívá rotačního pohybu, jak je popsáno na obrázku 8.



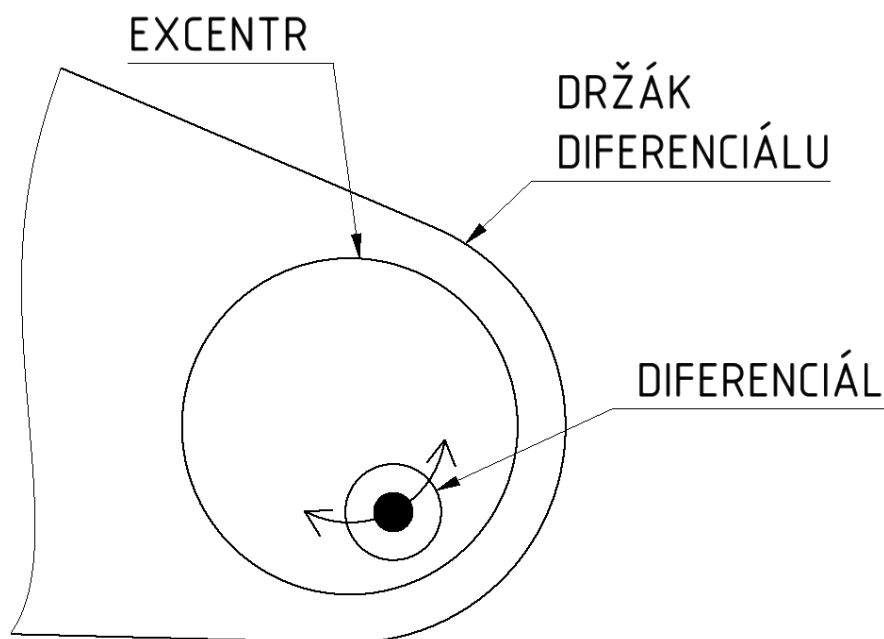
Obrázek 8: Schéma varianty č. 2 při pohledu z boku se zaznačenou trajektorií pohybu

Nastavování toho systému může být realizováno například šroubovým spojem s jisticí maticí. Výhodou tohoto řešení je stejně jako v předchozím případě možnost kontinuálního nastavení osové vzdálenosti pastorku a diferenciálu. Nevýhodou tohoto řešení je opět složitost nastavení rovnoběžnosti os diferenciálu a pastorku.

4.3 Pohyb pomocí excentru

Toto řešení využívá také rotační pohyb, ale nepohybuje se celým držákem, nýbrž jen excentry a rozvodovkou, jak je zaznačena na obrázku 9.

Výhodami tohoto řešení je, že při správné konstrukci dojde k zabezpečení rovnoběžnosti diferenciálu a pastorku a skutečnost, že větší část držáku zůstává na stejném místě i při změně nastavení. Nevýhodou tohoto řešení je nemožnost kontinuálního nastavení osové vzdálenosti.



Obrázek 9: Schematicky zaznačená varianta č. 3 při pohledu z boku s trajektorií pohybu

5. Výběr varianty

V této kapitole se budu věnovat rozhodnutím, která jsem musel učinit pro možnost kompletace celého konstrukčního návrhu.

5.1 Volba koncového převodu

V tomto případě je koncový převod řetězem, protože se jedná o motor z motocyklu s pastorkem na výstupu a diferenciál je tomuto řešení již od výrobce uzpůsoben a to tím, že společně s diferenciálem se dodává i polotovar na držák rozety. Další variantou by mohlo být otočení motoru kolem svislé osy o 90° a použití kardanové hřídele společně s rozvodovkou, ve které by se nacházel koncový převod kuželovými koly a diferenciál. Přestavění tohoto motoru na použití podélně ve vozidle a použití kardanové hřídele ke koncovému převodu ozubenými koly by bylo náročné jak z časového hlediska, tak z hlediska náročnosti na výrobu. Proto jsme zvolili původní koncepci koncového převodu, a to řetězový převod a uložení motoru příčně ve vozidle. Tento řetězový převod bude pomocí řetězu řady 520 z důvodu dodržení stejné řady řetězu, jako u původního motocyklu, ze kterého motor pochází. Hodnotu převodového poměru koncového převodu jsem volil podle skutečnosti, že na tratích Formula student jsou rovinky, podle pravidel dlouhé maximálně 80 m. Na takto dlouhých rovinkách není předpokládáno, že by vozidlo s maximálním výkonem 70 kW, byť s hmotností 235 kg, mohlo dosahovat vysokých rychlostí přesahující 150 km/h. Tento předpoklad vychází z odborného odhadu a

sledování vozidel konkurence, kdy rychlost na takovéto rovině bývá maximálně 120 km/h. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto, že mám navrhnout převodový poměr koncového převodu tak, aby maximální možná rychlost, které by mohlo vozidlo dosáhnout, byla 120 km/h. Zároveň jsem vycházel z toho, že maximální otáčky použitého motoru z motocyklu Yamaha FZ6 jsou 12 000 min⁻¹. Dále pro návrh převodového poměru koncového převodu bylo potřeba znát převodový poměr nejvyššího převodového stupně, hodnotu stálého převodu v převodovce a poloměr kola. Tyto hodnoty jsou v tabulce 2.

Tabulka 2: Hodnoty pro výpočet

Požadovaná maximální rychlost	120 km·h ⁻¹ (33,3 m·s ⁻¹)
Maximální otáčky motoru	12 000 min ⁻¹
Převodový poměr stálého převodu	1,95
Převodový poměr nejvyššího přev. stupně	1,08
Poloměr kola	235 mm = 0,235 m

Vztah pro výpočet rychlosti vozidla:

$$v = \frac{n}{60 \cdot i_p \cdot i_v \cdot i_o} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \quad (1)$$

kde: v – rychlost vozidla v [m·s⁻¹]

n – otáčky motoru [min⁻¹]

i_p – převodový poměr stálého převodu [-]

i_v – převodový poměr nejvyššího (pátého) rychlostního stupně [-]

i_o – převodový poměr koncového převodu [-]

r – poloměr kola [m]

Z rovnice 1 lze vyjádřit požadovaný převodový poměr koncového převodu i_o :

$$i_o = \frac{n}{60 \cdot v \cdot i_p \cdot i_v} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \quad (2)$$

Po dosazení hodnot z tabulky 2 do rovnice 2:

$$i_o = \frac{12\,000}{60 \cdot 33,33 \cdot 1,95 \cdot 1,08} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,235 \quad (3)$$

$$i_0 = 4,21 [-] \quad (4)$$

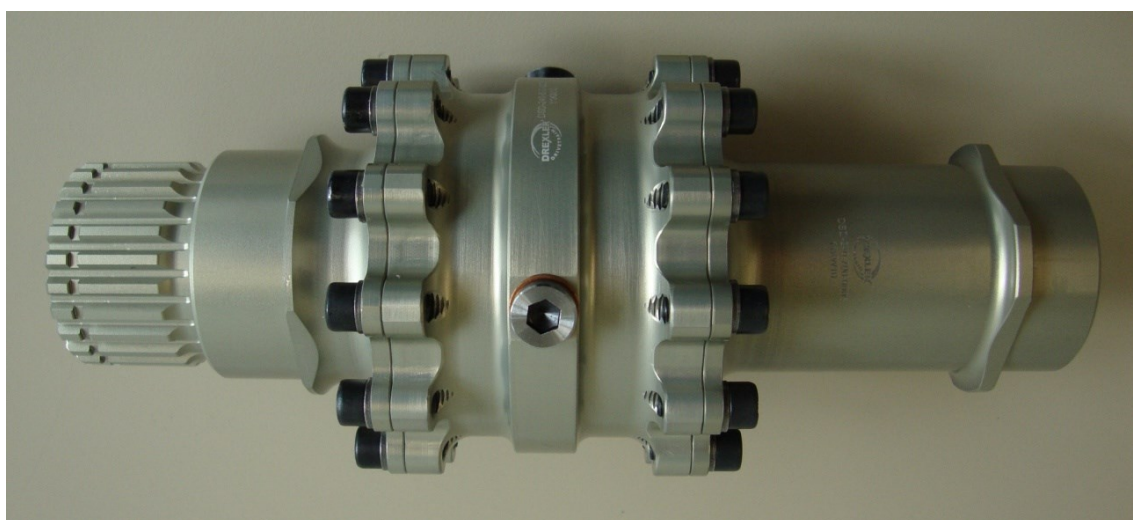
Zvolil jsem pastorek s 11 zuby a rozetu se 46 zuby, tedy převodový poměr $i_0 = 4,18$. Poté jsem přepočítal dle rovnice 1 rychlost, kterou může vozidlo teoreticky dosáhnout.

$$v = \frac{12000}{60 \cdot 1,95 \cdot 1,08 \cdot 4,18} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,235 = 33,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 120,77 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5)$$

Toto řešení odpovídá zadání.

5.2 Volba diferenciálu

Dále bylo potřeba navrhnout diferenciál, který bude použit. Vzhledem k volbě koncového převodu, který je realizován řetězem nastaly dvě možnosti, které jsme mohli zvolit. Jednou možností bylo vyvinout vlastní diferenciál a druhá možnost byla koupě diferenciálu vyvinutého pro soutěž Formula Student firmou Drexler.



Obrázek 10: Diferenciál firmy Drexler Motorsport [5]

Výhodou použití diferenciálu dle vlastního vývoje by byla možnost ovlivnit jeho tvar a rozměry pro lepší využití prostoru, ve kterém se diferenciál má nacházet a možnost prezentovat tento vývoj na závodech v disciplíně Design Report, což by mohlo být ohodnoceno vyšším počtem bodů.

Nevýhodou při vývoji vlastního diferenciálu by byla časová náročnost tohoto řešení a neznámé náklady na jeho výrobu, které by pravděpodobně převyšovaly náklady na zakoupení již vyvinutého diferenciálu.

Výhodou zakoupení diferenciálu Drexler by byla rychlost, kterou bychom mohli hotový diferenciál obdržet a možnost využití kapacit pro vývoj jiných částí na vozidle.

Nevýhodou zakoupení diferenciálu je fakt, že bychom neměli možnost ovlivnit jeho tvar a většinu rozměrů. Jediný rozměr, který lze nastavit je rozteč ložisek diferenciálu, a to zakoupením různých koncových dílů diferenciálu a to pro 3 různé rozteče ložisek.

Pro použití na vozidle Vector 03 byl zvolen diferenciál Drexler.

5.3 Volba materiálu držáku

Výběr materiálu držáku je jednou z důležitých součástí návrhu. Od toho se bude odvíjet celý návrh. V úvahu připadají tyto materiály: ocel, slitina hliníku a uhlíková vlákna. Ocel je jeden z nejpoužívanějších materiálů ve strojírenství, a to z důvodu nízkých pořizovacích nákladů a přijatelné pevnosti, ale za cenu vysoké hmotnosti. Slitiny hliníku jsou v posledních letech stále využívanější. Hlavní odvětví, kde se tyto slitiny využívají je letectví, kde jsou využívány díky nízké hmotnosti, která je téměř o dvě třetiny nižší, než u oceli a se srovnatelnou pevností. Poslední jmenovanou možností bylo využití uhlíkových vláken. Tento materiál se vyznačuje svou vysokou pevností, která může dosahovat až padesátinásobku pevnosti ocele a nízkou měrnou hmotností, která je až o polovinu nižší oproti hliníku, tedy skoro šestkrát nižší, než u oceli. Na druhou stranu výroba z uhlíkových vláken je složitá a vyžaduje použití formy. U konstrukce z uhlíkových vláken by se navíc musely použít kovové části na kontaktních plochách s dalšími součástmi z důvodu požadované tolerance při uložení. Z důvodu složitosti výroby bylo tedy od konstrukce z uhlíkových vláken upuštěno. Na výběr tedy zůstala ocel a slitiny hliníku. Jelikož se jedná o závodní automobil, šel jsem cestou nejnižší hmotnosti. Proto jsem vybral slitinu hliníku označovanou EN AW 7022, známou pod obchodním označením Certal. Jedná se o slitinu hliníku, zinku, hořčíku a mědi. Tento materiál má pevnost v tahu minimálně 450 MPa a smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 370$ MPa. Výhodou tohoto materiálu je i korozivzdornost.

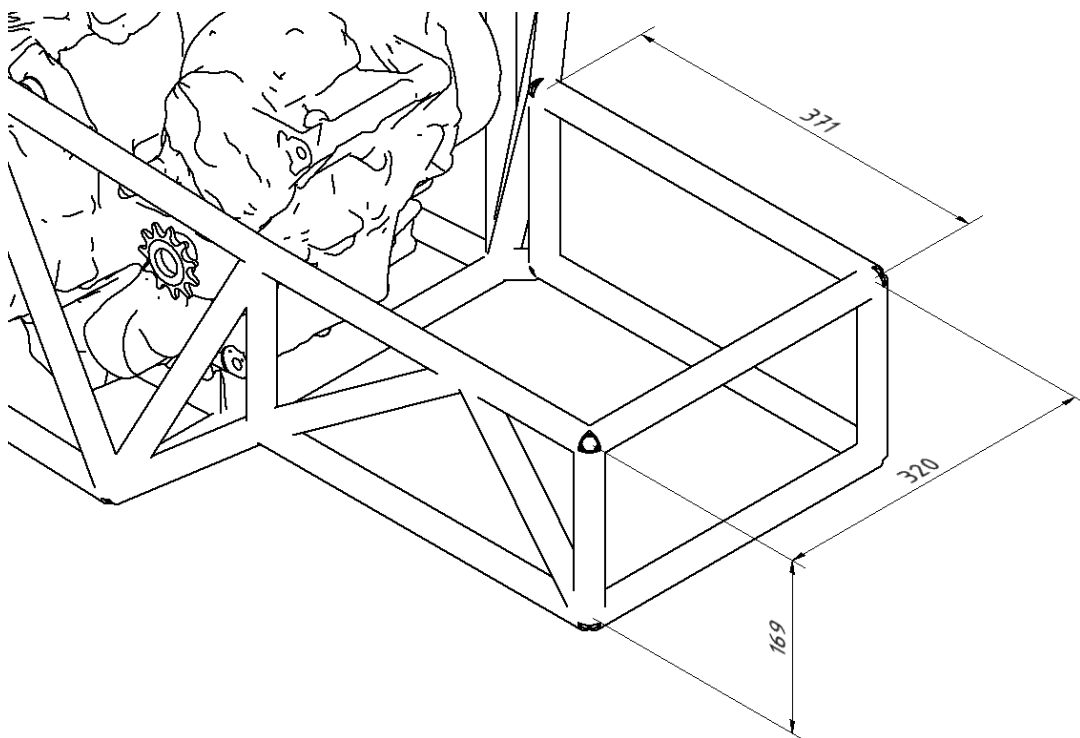
6. Provedení konkrétního konstrukčního návrhu

Úkolem této kapitoly je seznámení s teorií řešení a konkrétním konstrukčním návrhem. Jak je uvedeno dříve, pro toto vozidlo byl zvolen koncový převod pomocí řetězového převodu. Aby tento převod mohl být realizován, bylo potřeba zakoupit rozetu se 46 zuby. Rozhodl jsem se pro nákup rozety a vytvoření takového držáku rozety, aby v případě

potřeby mohla být použita rozeta s jiným počtem zubů. Pro tuto rozetu musel být nadále zkonstruován adaptér pro upevnění na diferenciál. Tento adaptér byl vytvořen z polotovaru, který se dodává společně s diferenciálem a je vytvořen tak, že již je do něj obrobena drážkování, které je i na diferenciálu a zajišťuje přenos točivého momentu z rozety na diferenciál. Diferenciál je uložen na dvou ložiskách vlisovaných do jednotlivých excentrů, které jsou umístěny v držácích diferenciálu a jsou zajištěny proti samovolné rotaci pomocí lícovaných šroubů. Z diferenciálu je točivý moment dále přenášen na unašeč kloubu poloosy. Z tohoto kloubu je přenášen točivý moment na hřídel poloosy a přes další kloub s unašečem je přenášen pomocí spoje se šesti šrouby na náboj kola, který je dvěma ložisky uložen v těhlici a čtyřmi šrouby spojen s kolem.

6.1 Okrajové podmínky

Dříve, než jsem mohl zahájit samotný konstrukční návrh, musel jsem se seznámit s okrajovými podmínkami. Tyto podmínky se sestávaly hlavně z rozměrů prostoru, ve kterém se má diferenciál nacházet. Další podmínkou byla příčná poloha diferenciálu, aby mohl být realizován řetězový převod, tedy aby nedocházelo k namáhání řetězu. Neméně důležitou podmínkou byly i rozměry uchycovacích otvorů na bloku motoru a jejich vzájemná poloha.

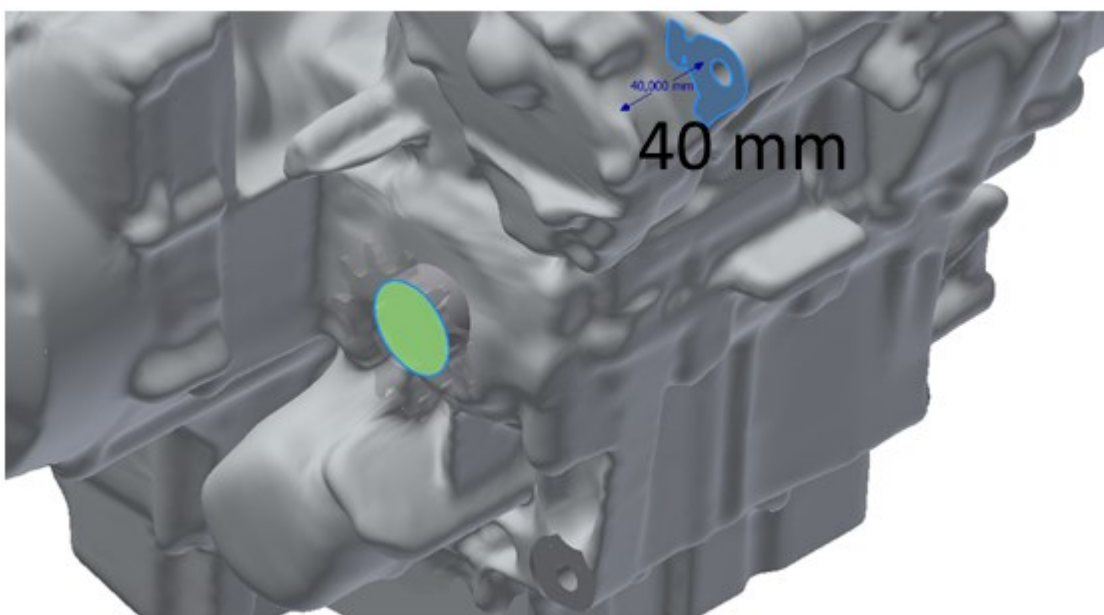


Obrázek 11: Část rámu, ve které bude umístěn diferenciál

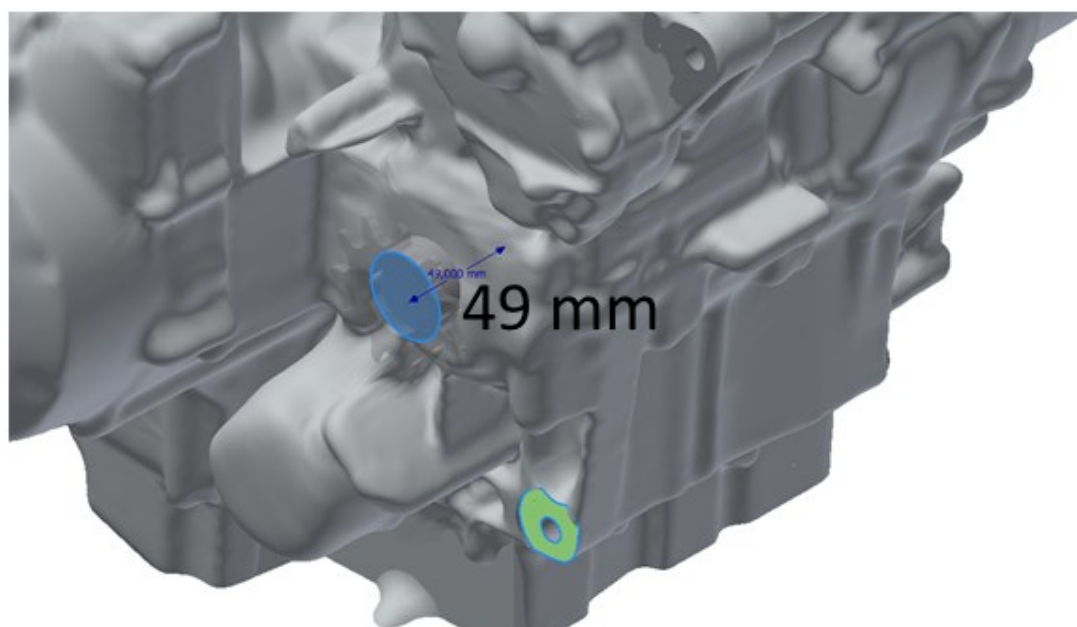
Na obrázku 11 je zakótovaná část rámu, ve které se má nacházet diferenciál.

Oproti předchozímu modelu Vector 02 nebude držák diferenciálu použit i pro zvedání zadní nápravy vozidla, není tedy zapotřebí konstruovat držák na takové zatížení.

Na obrázku 12 je zaznačená vzdálenost mezi dosedací plochou bloku motoru a dosedací plochou pro pastorek motoru. Tato vzdálenost 40 mm byla měřena fyzicky na motoru, model na obrázku je ze 3D skenování motoru. Tomuto CAD modelu ze skenování byly upraveny dosedací plochy, aby odpovídaly skutečnému motoru.

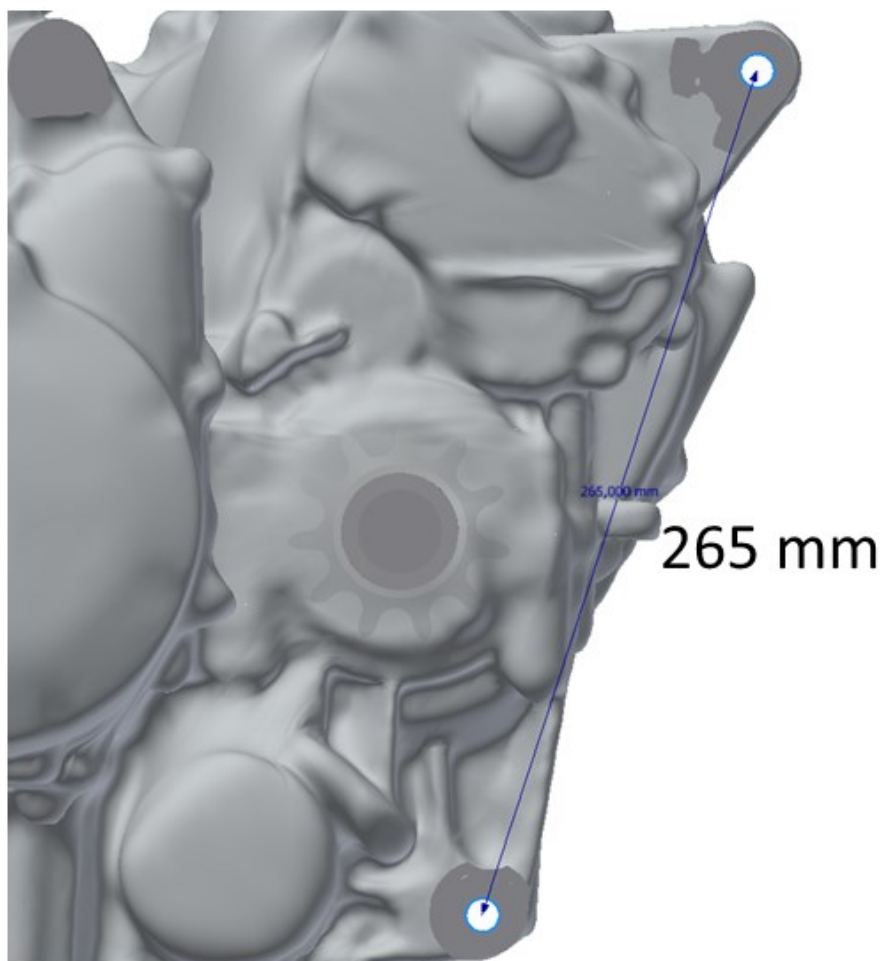


Obrázek 12: Vzdálenost dosedacích ploch



Obrázek 13: Vzdálenost dosedacích ploch

Z obrázků 12 a 13 je patrné, že dolní dosedací plocha na bloku motoru není ve stejné rovině, jako horní dosedací plocha. Pro jednodušší výrobu jsem se rozhodl tuto komplikaci řešit tak, že držák bude z desky a u dolní dosedací plochy bude přidána distanční podložka z hliníku. Pro toto řešení jsem se rozhodl, protože je na výrobu nejjednodušší, nejlehčí a nesníží únosnost držáku v tlaku.



Obrázek 14: Osová vzdálenost úchytů na motoru

Na obrázku 14 je vzdálenost středů děr pro úchyt motoru. Pro konstrukci držáku je důležitá i vzájemná poloha, tedy jaký úhel svírá spojnice těchto středů se svislicí, ten se však mění s náklonem motoru dopředu a vzad.

Další vstupní podmínkou byla poloha motoru v rámu a poloha zadních nábojů kol. Diferenciál má být uchycen co nejbližší středu kol, aby nedocházelo k velkému zalomení kloubových hřídelů a co nejméně se měnila vzdálenost mezi diferenciálem a nábojem kola. Optimální pozice středu excentru je přímo na spojnici mezi zadními náboji kol, protože v tomto případě při změně osově vzdálenosti pastorku s rozetou se nemění

vzdálenost mezi diferenciálem a nábojem kola v klidové poloze a nedochází ke změně předpětí pružiny v poloze při tomto nastavení.

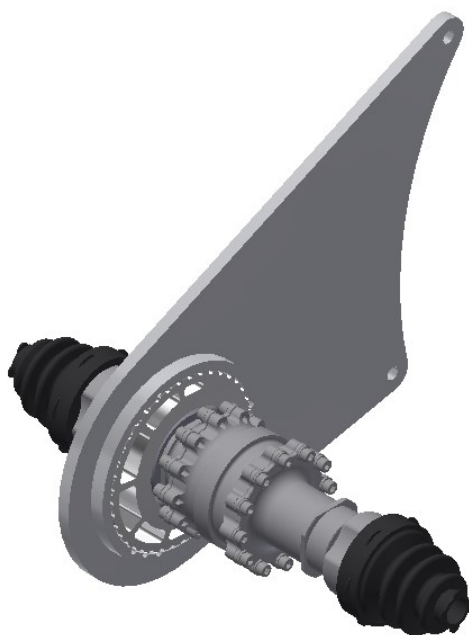
6.2 Popis jednotlivých částí držáku

V této podkapitole přiblížím postup návrhu celého systému, a to včetně změn, které musely být v průběhu návrhu provedeny. Jednotlivé části celého systému uchopení jsou jednotlivé držáky, levý a pravý a excentry. V držáku i v excentru jsou drážky, které při slícování tvoří válcovou díru, do které se umísťují lícované šrouby, které mechanicky zbraňují pohyb excentru.

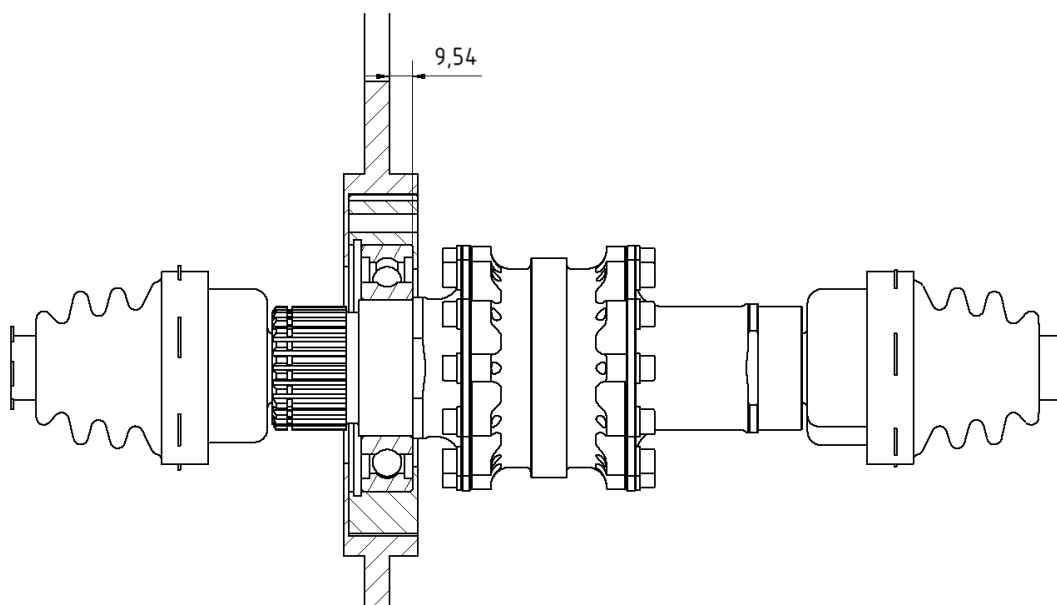
6.2.1 Levý držák

Nejprve bylo třeba navrhnout, jak má být diferenciál uložen v tomto držáku. Jelikož diferenciál bylo potřeba uložit tak, aby mohl vykonávat rotační pohyb, musel jsem ho uložit pomocí ložisek. Rozhodl jsem se respektovat doporučení výrobce, který uvádí, že na straně diferenciálu s ozubením, tedy přenosem točivého momentu na diferenciál má být ložisko dle normy ISO 15 s označením 6211-2RS1, jedná se o ložisko s vnitřním průměrem 55 mm, vnějším průměrem 100 mm, šířkou 21 mm a dvěma kontaktními plastovými těsněními. Těsnění jsou zde důležitá, neboť by mohlo docházet ke kontaminaci kontaktních ploch kuliček s obručemi a mohlo by dojít až k zadření ložiska.

Levý držák se po zjednodušení skládá ze dvou částí. Jedna z těchto částí je držák samotný a druhá je excentr, kterému se budu věnovat v podkapitole 6.2.3.

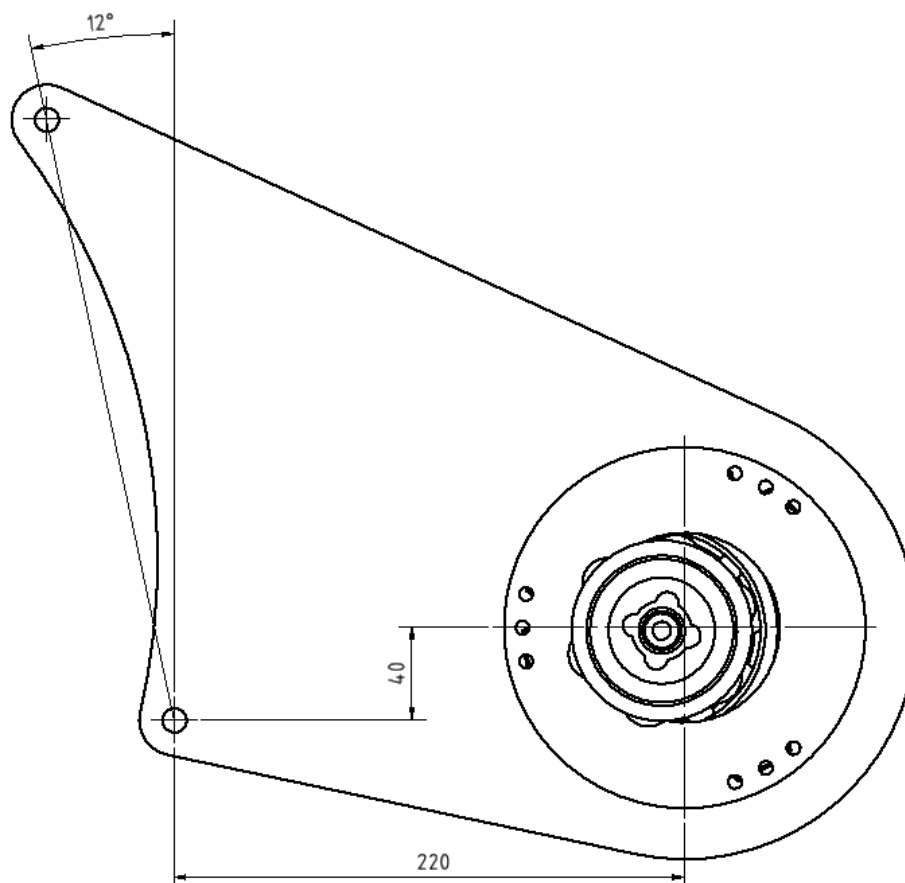


Obrázek 15: První návrh levého držáku



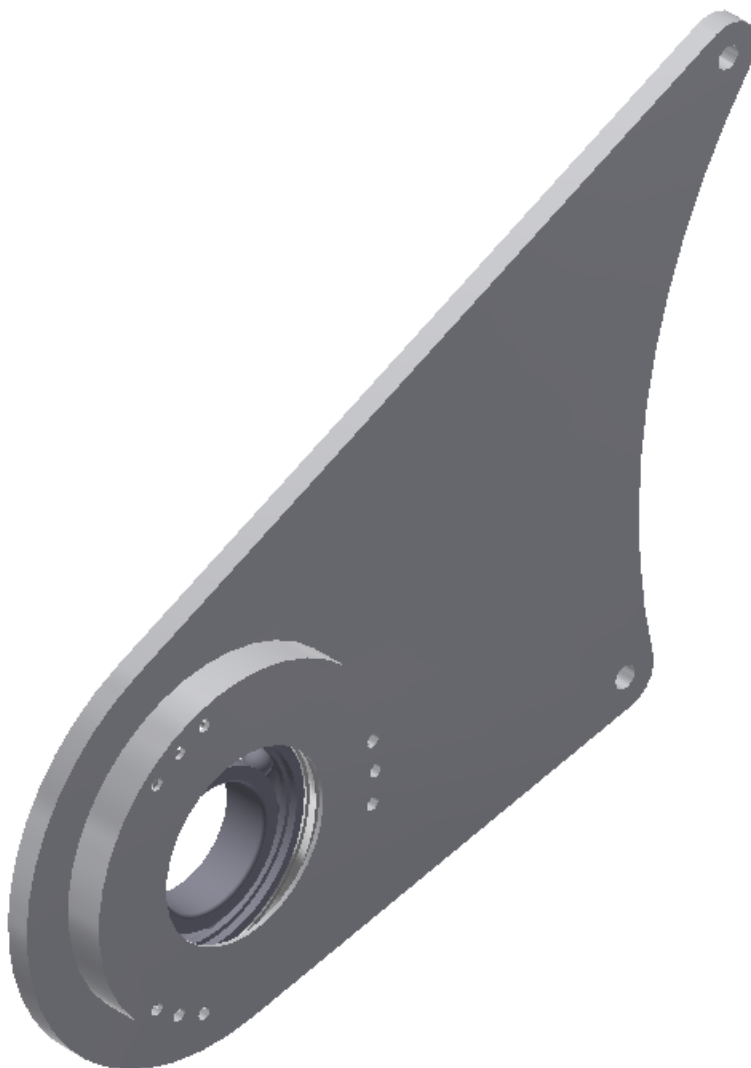
Obrázek 16: Vzdálenost dosedacích ploch

Na obrázku 16 je zakótovaná vzdálenost dosedací plochy diferenciálu od strany držáku, tato vzdálenost slouží jako popis, k jakým změnám docházelo v průběhu vývoje. Diferenciál je z tohoto pohledu posunut doleva oproti jedné z dalších verzí, protože v této fázi bylo ještě uvažováno s tím, že bude použit držák rozety a rozeta z předchozího modelu. Od tohoto záměru bylo později upuštěno.



Obrázek 17: První návrh levého držáku

Na obrázku 17 je zakótovaná vzdálenost středu excentru oproti dolnímu uchycení na motoru. Tento bod jsem zvolil jako výchozí, oproti kterému budu u následujících změn kótovat polohu středu excentru. Úhel, který svírá spojnice úchyťových bodů na motoru se svislicí je 12° . To vychází z původního osazení motoru do vozidla, který je uložen ve formuli pod stejným úhlem, jako byl původně v motocyklu, toto umístění vyplývá hlavně z úhlu zkosení olejové vany motoru.



Obrázek 18: Druhý návrh levého držáku

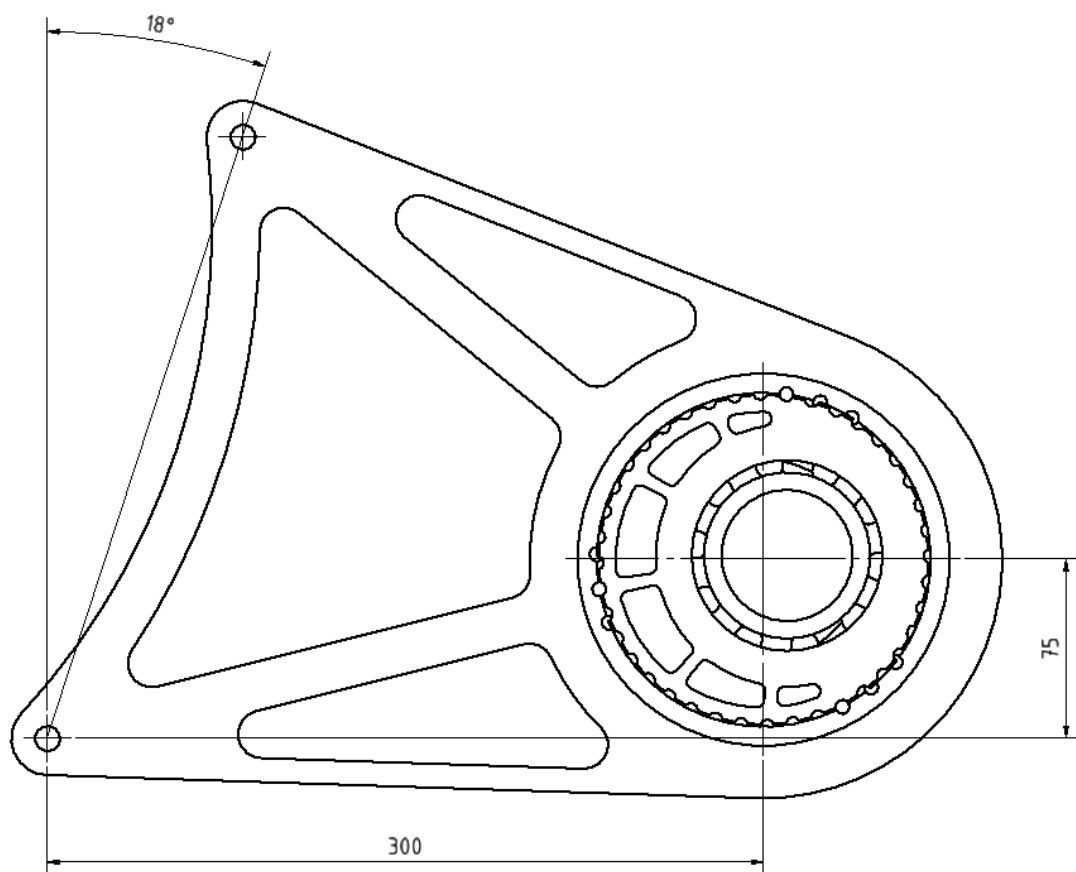
Na obrázku 18 je druhá verze držáku, která se liší od první verze pouze tím, že excentr je uložen z opačné strany, příčná poloha diferenciálu je nezměněna. Tato změna byla provedena z důvodu nedostatku prostoru u držáku rozety a v případě rázů možné kolizi. U tohoto návrhu se stále uvažoval držák rozety a rozeta z minulého vozidla.



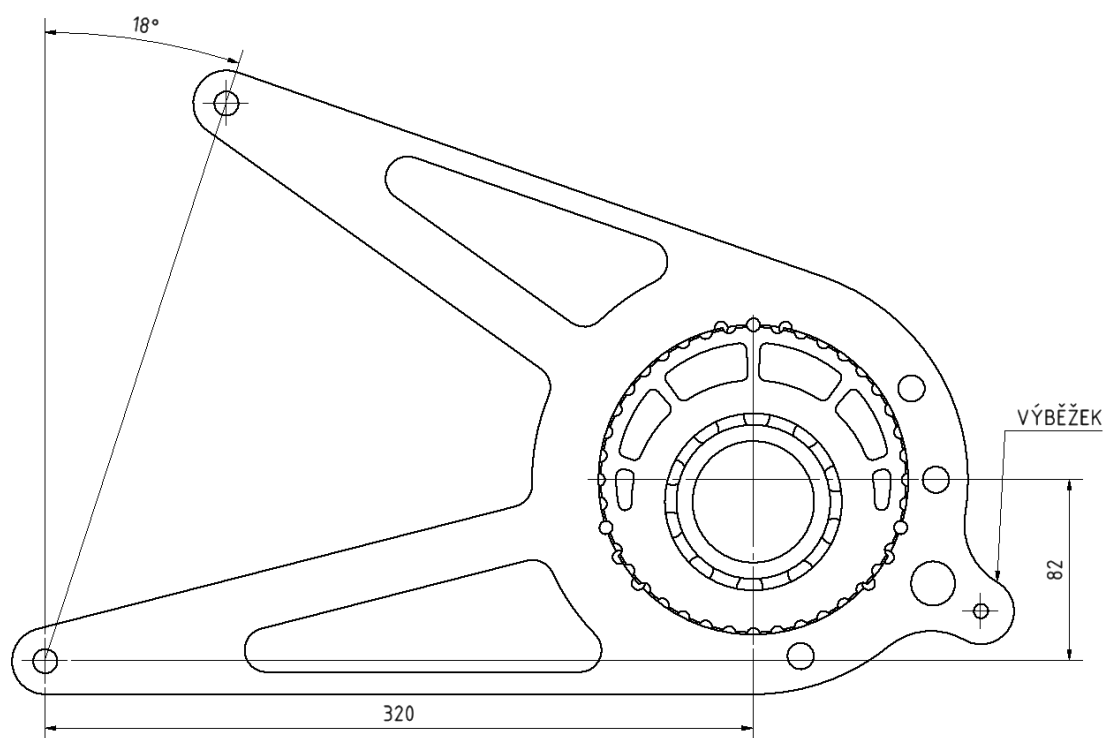
Obrázek 19: Třetí návrh levého držáku

Třetí verze levého držáku diferenciálu se od druhé liší tím, že je již odlehčená, ale také tím, že byly změněny okrajové podmínky a to ty, že byl motor v rámu natočen kolem příčné osy vzad.

Jak lze vidět na obrázku 20, tak motor byl oproti prvnímu návrhu zakloněn o 30° a zároveň se změnila poloha středu excentrů a středu dolní díry pro uchycení diferenciálu. U tohoto návrhu stále nebyla změněna příčná poloha diferenciálu. K zaklonění motoru došlo z důvodu úpravy olejové vany motoru, kdy byla snížena a upraven její úhel sklopení, motor tedy mohl být ustaven pod jiným úhlem a tím se celkově snížilo těžiště.



Obrázek 20: Třetí návrh levého držáku



Obrázek 21: Čtvrtý návrh levého držáku

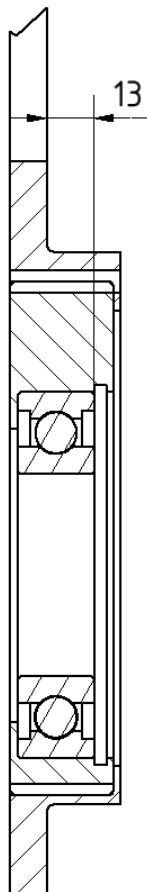


Obrázek 22: Čtvrtý návrh levého držáku

Čtvrtá verze levého držáku diferenciálu již prošla další optimalizací. Došlo k odstranění propojení přímo mezi dírami uchycení, protože na rámu byla provedena změna, kdy se do tohoto místa přidala výztuha rámu, proto tato spojnice zde již být nemohla. Také došlo k odlehčení vlivem děr v pohledu v levé části držáku.

Oproti předchozí verzi byl motor posunut o 20 mm dopředu kvůli lepšímu vyvážení vozidla. Z tohoto důvodu musel být držák prodloužen o 20 mm, aby osa otáčení excentru zůstala v příčné svislé rovině procházející osou zadní nápravy. Tato změna je patrná při pohledu na obrázky 20 a 21. Osa excentru také byla zvýšena, aby se co nejvíce přibližovala ose nápravy. Tato výška již je hraniční, protože kdyby byl diferenciál umístěn ještě výše, nebylo by možné využít celou dráhu excentru pro změnu osové vzdálenosti diferenciálu a pastorku koncového převodu. Již pro tuto variantu bylo rozhodnuto, že se bude využívat pouze spodní poloviny možnosti otáčení excentru, protože při nastavení

excentru do horní poloviny by byla v kolizi manžeta tripoidního kloubu poloosy s výztuhou rámu. Na obrázku je také zaznačen výběžek, který slouží jako fixace příčného posuvu diferenciálu vlivem zatížení. Tento výběžek je přišroubován k rámu, aby byla zajištěna vyšší tuhost držáku.



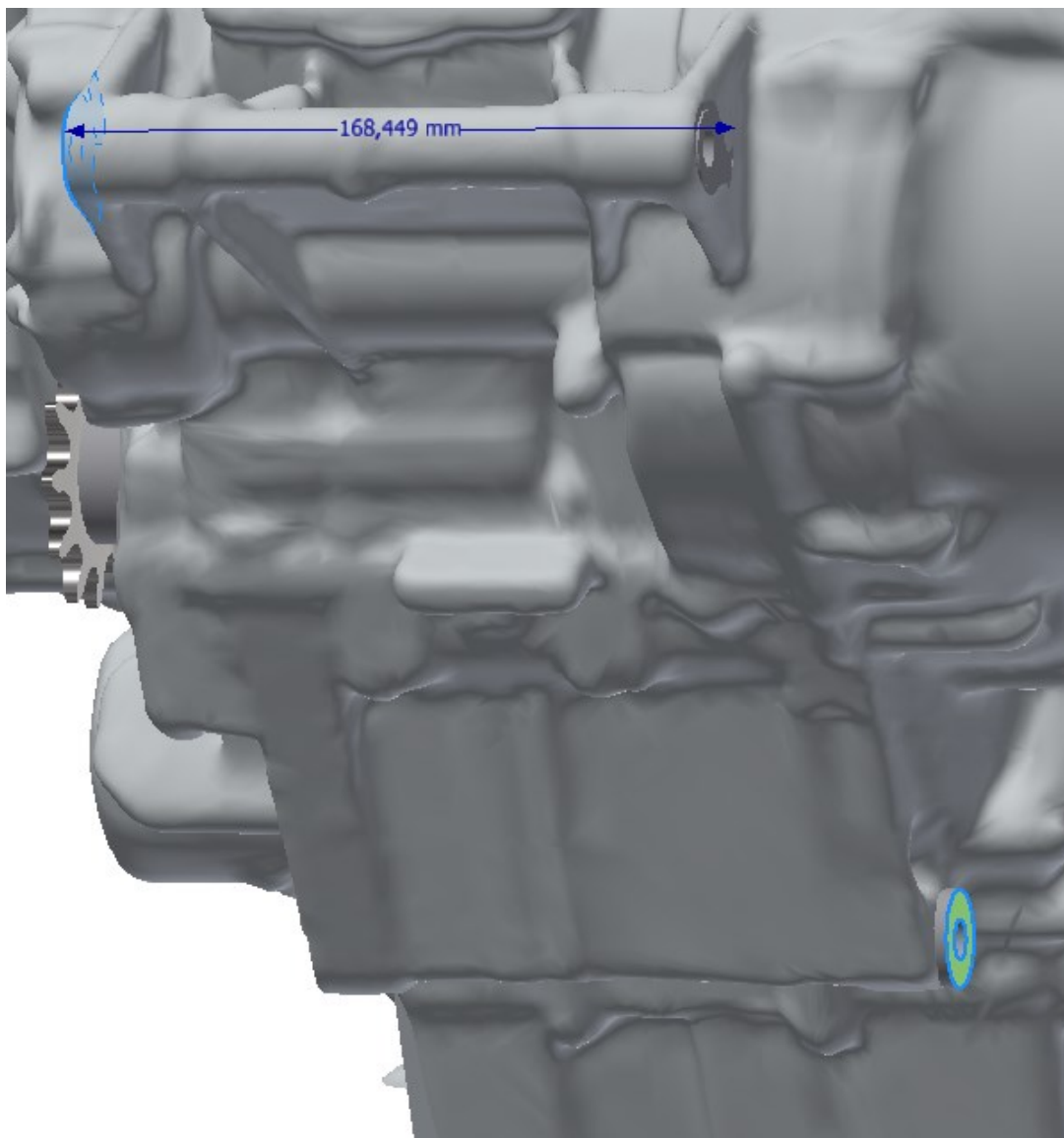
Obrázek 23: Vzdálenost dosedacích ploch

Na obrázku 23 je vidět vzdálenost dosedací plochy diferenciálu od dosedací plochy držáku, která je vyšší, než u předchozích verzí. Bylo to z důvodu rozhodnutí, že může být vyroben nový držák rozety, pro jinou vzdálenost dosedací plochy diferenciálu od plochy převodu. Tato změna zapříčinila i to, že mezi držákem a rozetou je více místa, ve kterém může probíhat manipulace s maticemi při vkládání lícovaných šroubů do děr.

6.2.2 Pravý držák

U pravého držáku diferenciálu byly jako u levého držáku v průběhu vývoje měněny okrajové podmínky, a to hlavně poloha uchycovacích bodů a úhel natočení motoru. V této podkapitole se těmto změnám věnovat nebudu, protože se neliší od levého držáku.

Jelikož byl diferenciál zakoupen před zahájením vývoje toho držáku, tak již nebylo možné objednat jiný rozměr jednoho z dílů diferenciálu.



Obrázek 24: Vzdálenost dosedacích ploch

Na obrázku 24 je vidět vzdálenost dosedacích ploch pro držáky diferenciálu. Vzhledem k tomu, že vzdálenost dosedacích ploch pro ložiska u diferenciálu je 140 mm, musel být tento rozdíl nahrazen držákem diferenciálu. Pro toto řešení jsem vytvořil 2 varianty.

První varianta byla jednodílný držák, který tento rozdíl nahrazuje svým zakřivením.



Obrázek 25: Jednodílný pravý držák



Obrázek 26: Dvoudílný pravý držák

Druhá varianta spočívá v tom, že pravý držák je dvojdílný. Tato varianta je jednodušší v tom, že zde nejsou žádné složité plochy pro obrábění. Výhodou tohoto řešení je i menší odpad materiálu z polotovaru.

Vybrána byla dvoudílná varianta z důvodu jednodušší výroby. Verze na obrázku je již po úpravách a odlehčeních.

6.2.3 Excentry

Klíčovou součástí zvoleného držáku jsou excentry, které umožňují pohyb diferenciálu spolu s rozetou a tím nastavení osově vzdálenosti mezi pastorkem a rozetou. Důležitým aspektem pro konstrukci excentrů byla volba ložisek, ve kterých má být uložen diferenciál. Jak již bylo uvedeno dříve, rozhodl jsem se respektovat doporučení výrobce a použil jsem v levém excentru ložisko 6211-2RS1 a u pravého excentru jsem se rozhodl opět dodržet doporučení výrobce a bylo zde použito ložisko 61910-2RS1, tedy jednořadé kuličkové ložisko s vnějším průměrem 72 mm, vnitřním průměrem 50 mm a šířkou 12 mm. Stejně jako ložisko v levém excentru i toto ložisko je vybaveno dvěma plastovými kontaktními těsněními pro ochranu ložiska před znečištěním.

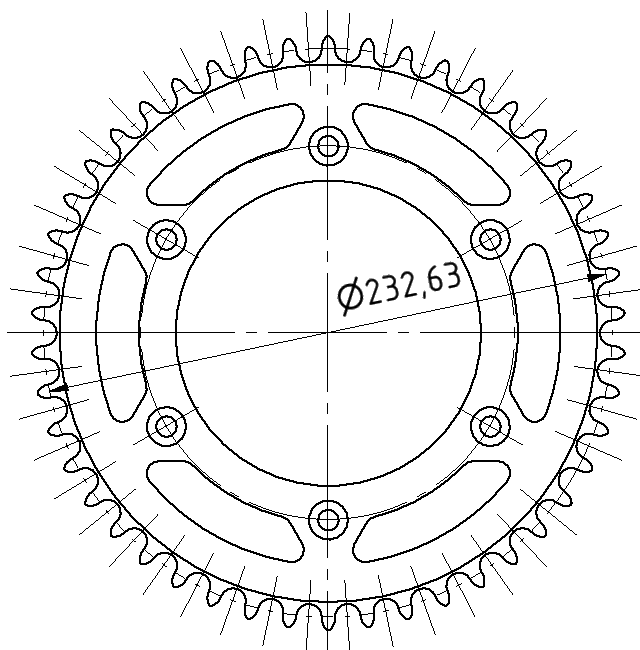
Dále jsem zvolil excentricitu excentrů. Excentricitu jsem zvolil 10 mm, tedy možnost nastavovat osovou vzdálenost pastorku a rozety v rozmezí 20 mm. Tato vzdálenost je sice vyšší, než délka jednoho článku řetězu, která je 15,875 mm, ale zvolil jsem větší možnost nastavení kvůli tomu, aby nemusela být využívána celá dráha excentru, protože se rozeta s diferenciálem pohybují po kružnici a okrajových oblastech je změna osově vzdálenosti pastorku a rozety při nastavování malá, zároveň jak již bylo uvedeno, bude využíváno pouze spodní části pohybu po kružnici. Průměry excentrů jsou sice odlišné i vzhledem k tomu, že v každém je uloženo jinak velké ložisko, avšak díky soustřednému uložení vnějších průměrů excentru a stejné excentricity je možné s diferenciálem pohybovat.

6.3 Kontrola řešení

Pro správné fungování systému je potřeba, aby byl navržen na zatížení, které ho bude namáhat. Maximální zatěžující síla působí při maximálním točivém momentu a při zařazeném nejnižším převodovém stupni. Pro tento výpočet je tedy třeba znát točivý moment motoru, převodový poměr stálého převodu v převodovce, převodový poměr prvního stupně v převodovce, převodový poměr koncového převodu a průměr rozety.

Tabulka 3: Hodnoty pro výpočet zatěžující síly

Maximální točivý moment motoru	58 Nm
Převodový poměr stálého převodu v převodovce	1,95
Převodový poměr prvního přev. stupně	1,95
Převodový poměr koncového převodu	4,18
Průměr rozety	232,63 mm = 0,23263 m



Obrázek 27: Zakótovaný průměr rozety

Síla působící na obvodu rozety a tuhostí rozety je přenášena na diferenciál se vypočítá dle vztahu 6:

$$F = \frac{2 \cdot M_k \cdot i_p \cdot i_l \cdot i_o}{d_r} \quad (6)$$

kde: F – zatěžující síla od řetězu

M_k – maximální točivý moment motoru

i_p – převodový poměr stálého převodu

i_l – převodový poměr nejnižšího (prvního) stupně

i_o – převodový poměr konečného převodu

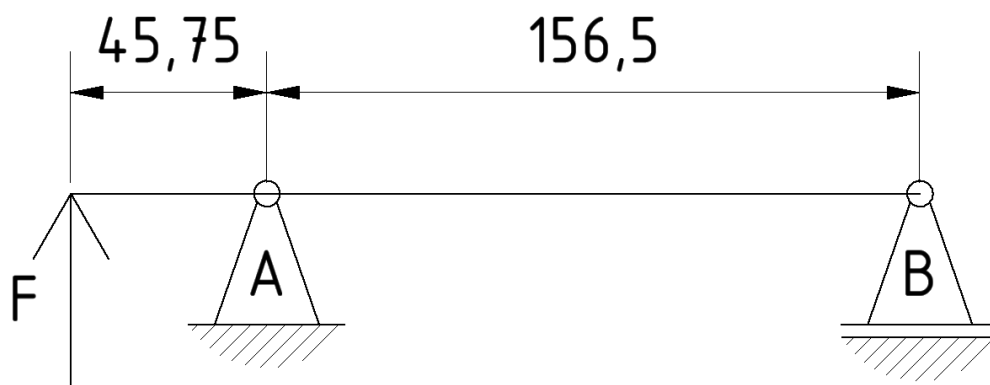
d_r – průměr rozety

V rovnici 6 jsem zanedbal účinnost pro zahrnutí bezpečnosti.

Po dosazení hodnot z tabulky 3 do rovnice 6:

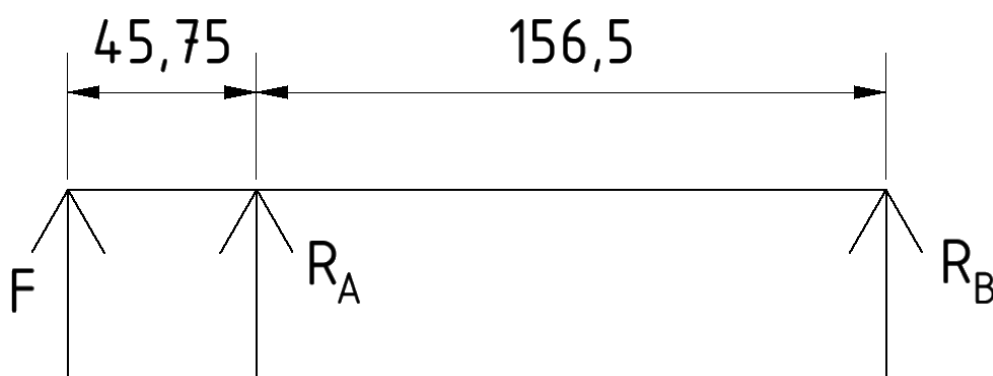
$$F = \frac{2 \cdot 58 \cdot 1,95 \cdot 1,95 \cdot 4,18}{0,23263} = 7\,925,7 \text{ N} \quad (7)$$

Pro provedení MKP analýzy musím vypočítat zatížení, které plyne ze zatěžující síly od řetězu a uspořádání systému. Schematické zakreslení diferenciálu v ložiscích je na obrázku 28.



Obrázek 28: Schematické zakreslení diferenciálu v ložiscích

Na obrázku 28 je F zatěžující síla od řetězu, podpěra A je uložení diferenciálu v levém držáku a podpěra B je uložení diferenciálu v pravém držáku. Pro získání zatěžující síly levého držáku je třeba vypočítat reakci v podpěře A . Tuto reakci vypočítám z rovnováhy zatěžujících momentů k bodu B .



Obrázek 29: Uvolnění nosníku

$$\sum M_B = 0 \quad (8)$$

$$F \cdot (45,75 + 156,5) + R_A \cdot 156,5 = 0 \quad (9)$$

$$R_A = \frac{-F \cdot (45,75 + 156,5)}{156,5} \quad (10)$$

$$R_A = \frac{-7\,925,7 \cdot (45,75 + 156,5)}{156,5} = -10\,242,6 \text{ N} \quad (11)$$

Pro výpočet reakce v podpoře B jsem použil rovnici pro rovnováhu posouvajících sil.

$$\sum F_x = 0 \quad (12)$$

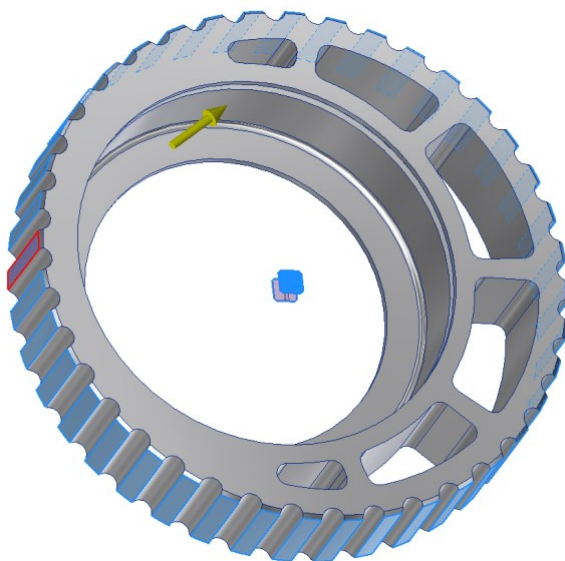
$$F + R_A + R_B = 0 \quad (13)$$

$$R_B = -R_A - F \quad (14)$$

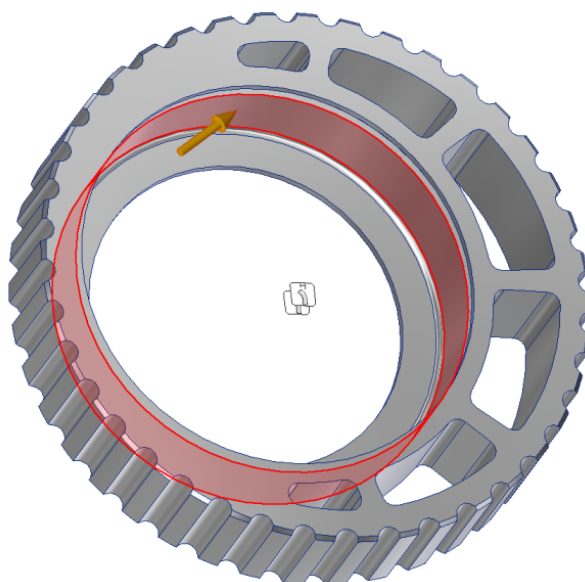
$$R_B = -(-10\,242,6) - 7\,925,7 = 2\,316,9 \text{ N} \quad (15)$$

6.3.1 Kontrola pomocí MKP

Pro pevnostní kontrolu pomocí MKP jsem použil prostředí pevnostní analýzy v programu Autodesk Inventor 2018. U levého držáku jsem nejdříve provedl kontrolní MKP pro excentr. Obvod excentru uložený v držáku jsem označil a použil na něj okrajovou podmínku pevné vazby. Jako zatěžující sílu jsem zvolil funkci zvanou zatížení ložiska, kde jsem vybral válcovou plochu, ve které je vlisováno ložisko, vybral jsem náhodný směr a hodnotu zatěžující síly jsem zvolil 14 000 N. Tato síla je oproti vypočtené síle 10 242,6 N sice vyšší, ale zohlednil jsem možné rázy, ke kterým může docházet, přesnost jednoduché MKP analýzy, kdy nechávám automaticky vygenerovanou výpočetní síť a také to, že se jedná o míjivé zatížení.

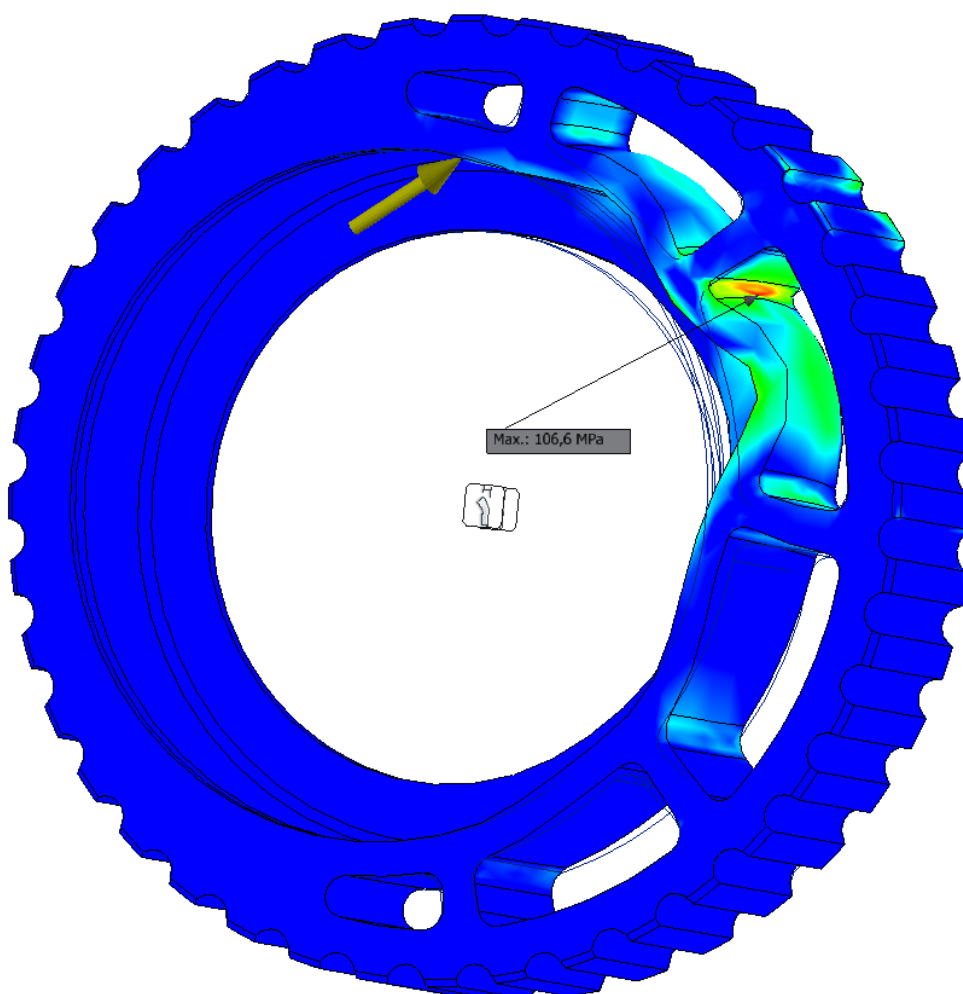


Obrázek 30: Znázornění pevné vazby



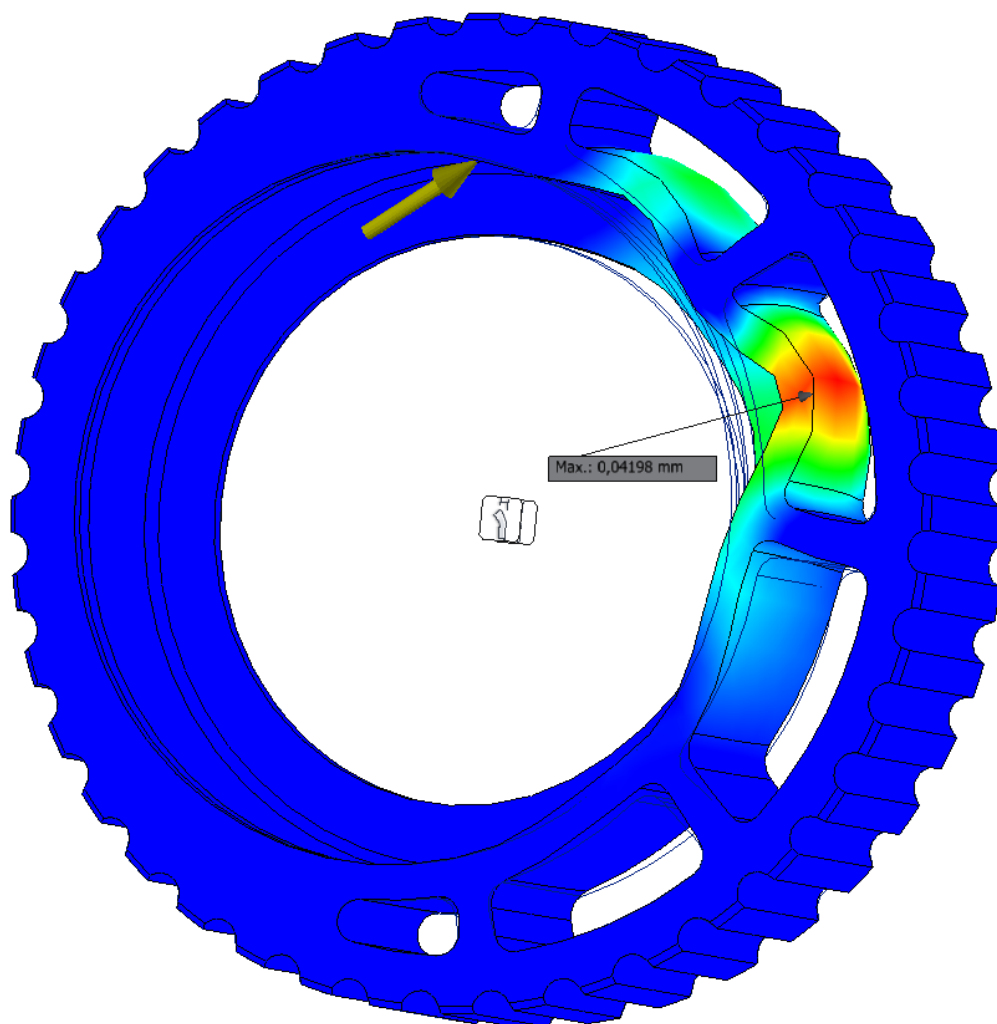
Obrázek 31: Znázornění plochy, na které je použito zatížení ložiska

Po zadání těchto podmínek jsem spustil simulaci zatížení, kdy se automaticky vygenerovala výpočetní síť, a provedl se výpočet MKP.



Obrázek 32: Napětí na excentru

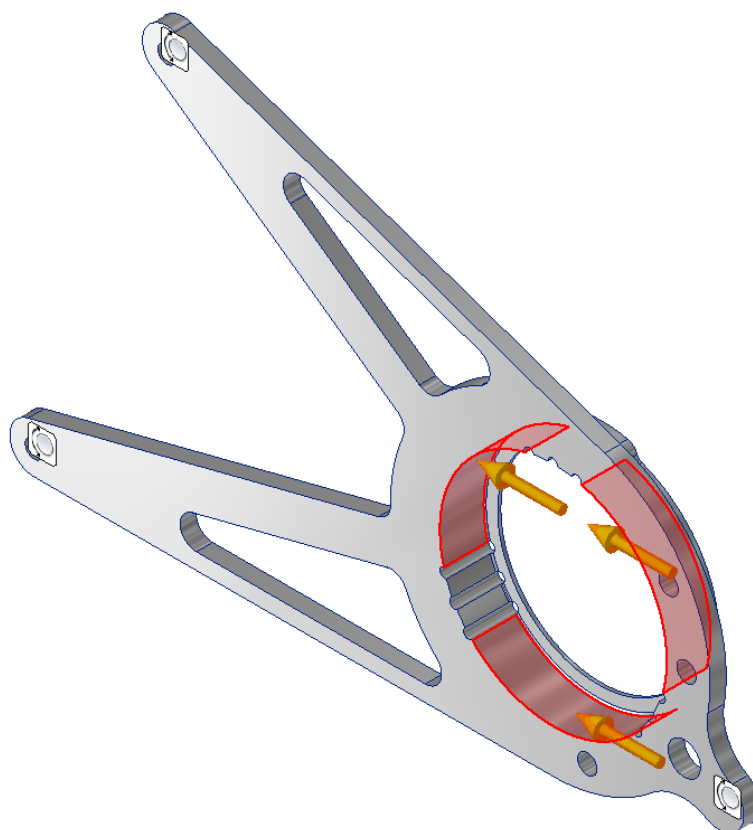
Po provedení MKP analýzy jsem nechal vyobrazit maximální napětí v součásti, které je 106,6 MPa. Vzhledem k tomu, že mez kluzu materiálu je 370 MPa, je toto zatížení přijatelné a pokládám excentr za dostatečně odolný vůči zatížení.



Obrázek 33: Znázornění posunutí při zatížení

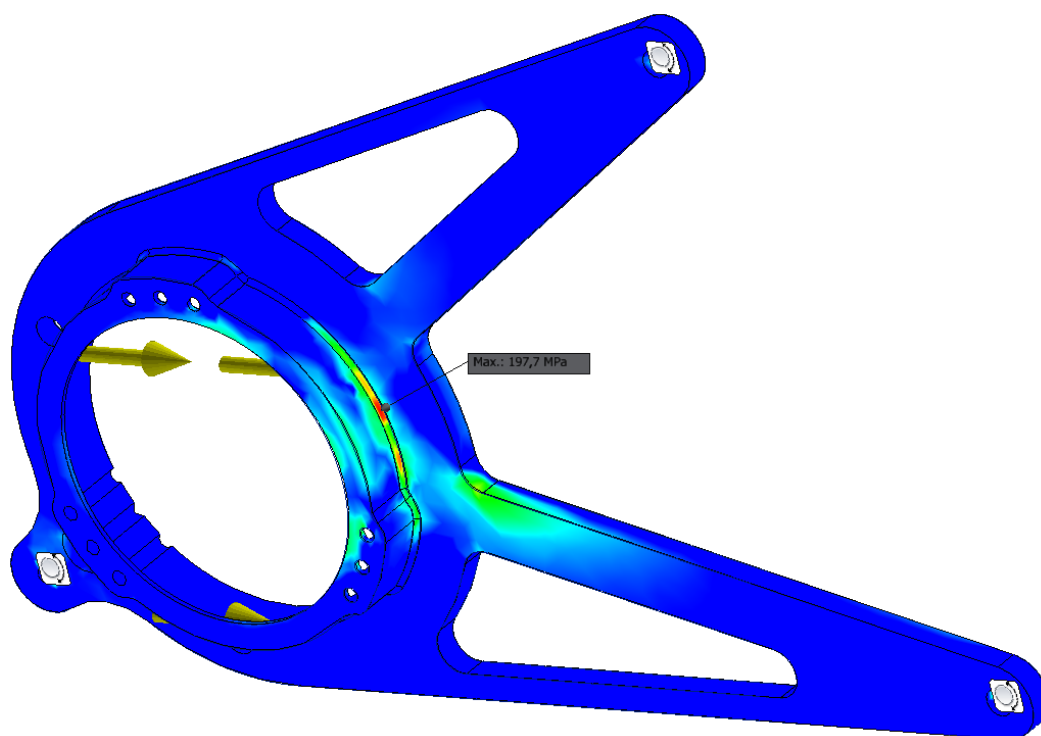
Maximální posunutí, tedy deformace je u excentru 0,04 mm, což je v tomto případě zanedbatelná hodnota. Vykreslená deformace je vyšší pro názornost.

U levého držáku jsem použil okrajové podmínky zvané svorky na válcové plochy, ve kterých budou uloženy šrouby, které tento držák s motorem a rámem spojují. Dále jsem použil vazbu zatížení ložiska válcovou plochu, na které je umístěn excentr. Obě tyto vazby je možné vidět na obrázku 34. Velikost zatěžující síly jsem ze stejných důvodů použil jako v případě excentru 14 000 N.



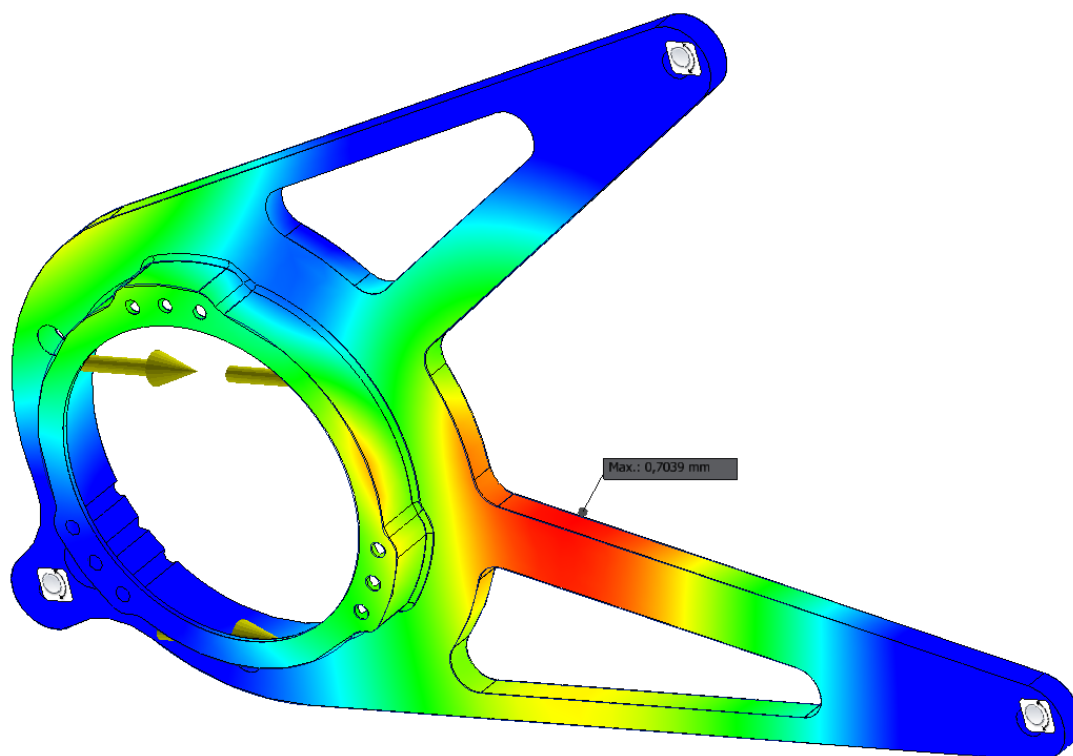
Obrázek 34: Znázornění vazeb držáku

Po zadání okrajových podmínek jsem opět nechal Inventor simulovat zatížení, což započalo výpočtem výpočetní sítě a pokračovalo samotným pevnostním výpočtem pomocí MKP.



Obrázek 35: Napětí na držáku

Maximální napětí v levém držáku diferenciálu je 197,7 MPa, což je přípustné provozní napětí vzhledem k tomu, že mez kluzu materiálu, ze kterého je držák vyroben, hliníkové slitiny EN AW 7022 je 370 MPa.



Obrázek 36: Posunutí na levém držáku při zatížení

Maximální posunutí u levého držáku je 0,7 mm, což je, vzhledem k celkovým rozměrům nepatrná deformace.

Celou sestavu levého držáku považuji za dostatečně odolnou vůči maximálnímu možnému zatížení, protože míra deformace držáku i excentru je nízká a při maximálním napětí 106,6 MPa a 197,7 MPa jsou maximální napětí obou součástí nižší, než mez kluzu materiálu, ze kterého jsou vyrobeny.

Sestavu pravého držáku jsem nadále nekontroloval pomocí MKP, protože na něj působí značně menší síla, než u levého držáku a jelikož jsem při návrhu obou těchto držáků dodržoval stejné konstrukční zásady, považuji pravý držák za dostatečně odolný vůči zatěžujícím silám.

6.3.2 Kontrola ložisek

Pro kontrolu zatížení ložisek je zapotřebí znát radiální síly, které na ložisko působí a údaje o únosnosti ložisek. Radiální síly jsou vypočteny v úvodu podkapitoly 6.3. Údaje o

únosnosti lze najít ve strojnických tabulkách, nebo na internetových stránkách výrobce, kterým je v našem případě SKF a tato firma uvádí únosnost ložisek na svých internetových stránkách. Pro svůj výpočet použiji statickou únosnost ložiska, protože lze předpokládat, že řidiči se budou rozjíždět na první převodový stupeň při otáčkách motoru, ve kterých dosahuje motor maximálního točivého momentu. Jelikož se jedná o rozjezd, ložiska se tedy nepohybují a může nastat ihned maximální možné zatížení, proto budu porovnávat maximální možné síly, které na ložiska mohou působit se statickou únosností ložisek.

Podmínka pro únosnost ložiska je v rovnici 16:

$$c_0 \geq R \quad (16)$$

kde: c_0 – statická únosnost ložiska a
 R – radiální síla působící na ložisko

Rovnici 16 můžeme aplikovat pro tento příklad:

$$c_{0(6211)} \geq R_A \quad (17)$$

Pro ložisko 6211-2RS1 je dle výrobce statická únosnost 29 kN, tedy 29 000 N [8]. Dle výpočtu v rovnici 11 je maximální zatěžující síla na toto ložisko 10 242,6 N. Po dosazení do rovnice 17:

$$29\,000 > 10\,242,6 \quad (18)$$

Ložisko 6211-2RS1 tedy vyhovuje a může být použito.

Rovnici 16 můžeme aplikovat i pro případ druhého ložiska:

$$c_{0(61910)} \geq R_B \quad (19)$$

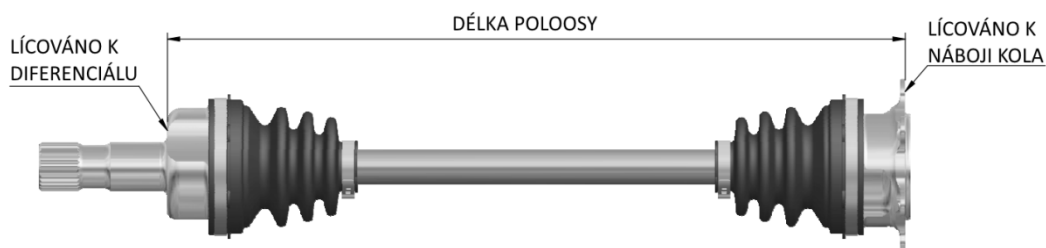
Pro ložisko 61910-2RS1 je dle výrobce statická únosnost 11,6 kN, tedy 11 600 N [8]. Dle výpočtu v rovnici 15 je maximální zatěžující síla na toto ložisko 2 316,9 N. Po dosazení do rovnice 19:

$$11\,600 > 2\,316,96 \quad (20)$$

Ložisko 61910 tedy vyhovuje a může být použito.

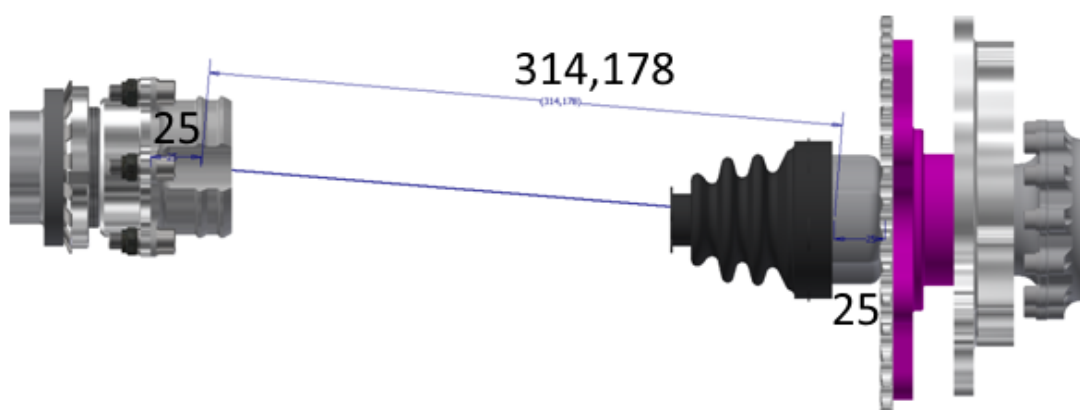
6.4 Délky poloos

Jako jeden z úkolů, který souvisí s konstrukčním návrhem upevnění rozvodovky je i výpočet délek poloos, protože právě držákem rozvodovky se určuje příčná poloha diferenciálu a tím se určuje potřebná délka poloos. Pro objednávku poloos jsem potřeboval znát jejich délky. Pro určení délky mi výrobce diferenciálu poskytl schéma, podle kterého mohu správně určit délky poloos. Toto schéma je na obrázku 37.



Obrázek 37: Schéma pro délku poloosy

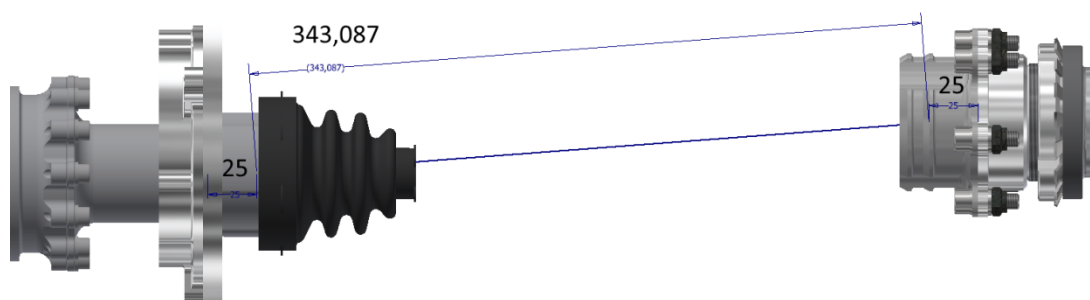
V CAD modelu jsem tedy ustavil diferenciál do střední polohy a k této poloze jsem měřil vzdálenosti mezi náboji kol a diferenciálem.



Obrázek 38: Měření délky poloosy v CAD modelu

Hodnoty 25 mm odpovídají vzdálenosti od dosedacích ploch poloosy po střed kloubu. Po připočtení těchto hodnot a vzdálenosti kloubů od sebe dostaneme hodnotu 364,178 mm. Jelikož poloosy jsou v jednom z kloubů vybaveny pružinou pro správné fungování poloosy, můžu zaokrouhlit délku poloosy dolů a odečíst 1 mm pro možnost jednodušší montáže, levá poloosy má tedy délku 363 mm.

Stejnou metodiku jako u levé jsem použil i u pravé poloosy, kde výsledná délka poloosy činí 392 mm. Toto měření je znázorněno na obrázku 39.



Obrázek 39: Měření délky poloosy v CAD modelu

Po určení délek poloos jsem se poptal u výrobce diferenciálu s délkami 363 a 392 mm. Výrobce diferenciálu totiž vyrábí i všechny části potřebné pro montáž poloos.

6.5 Délka řetězu

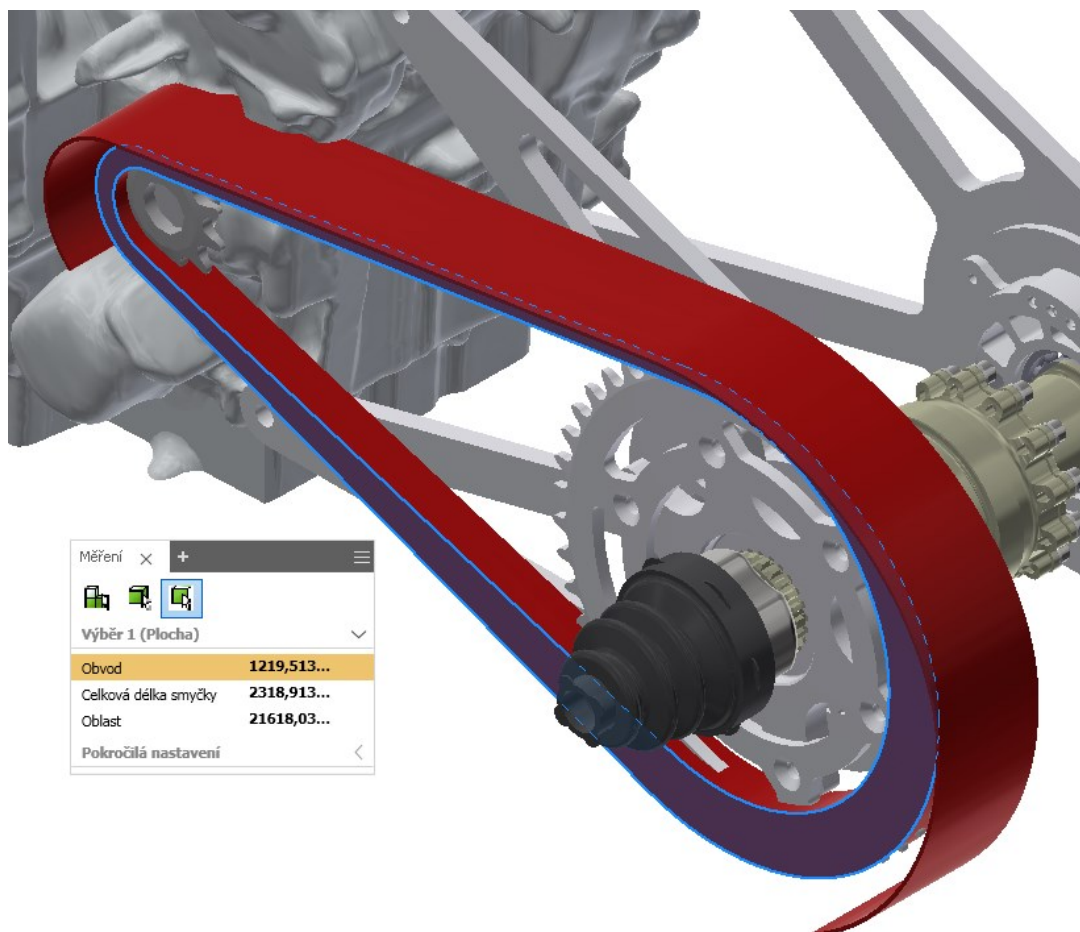
Další úloha, která souvisí s umístěním diferenciálu ve vozidle je délka řetězu, potažmo počet elementů řetězu. Pro tuto potřebu jsem vytvořil CAD model, který reprezentuje prostor, ve kterém se může řetěz nacházet. Z tohoto CAD modelu jsem odměřil délku vnitřní smyčky a délku vnější smyčky a jejich aritmetickým průměrem získám přibližný počet zubů potřebný k převodu.

Z obrázku 40 je patrné, že vnější obvod tohoto prostoru je 1219,5 mm a po odečtení této hodnoty od „Celkové délky smyčky“ dostaneme hodnotu 1099,4 mm, což je obvod vnitřní hrany prostoru. Aritmetický průměr těchto hodnot činí 1159,45 mm. Pokud tento aritmetický průměr vydělíme roztečí válečků řetězu, získáme přibližný počet článků řetězu potřebných pro tento převod. Rozteč článků řetězu činí 15,875 mm.

$$\frac{D_f}{P} = \frac{1159,45}{15,875} = 73,0496 \quad (20)$$

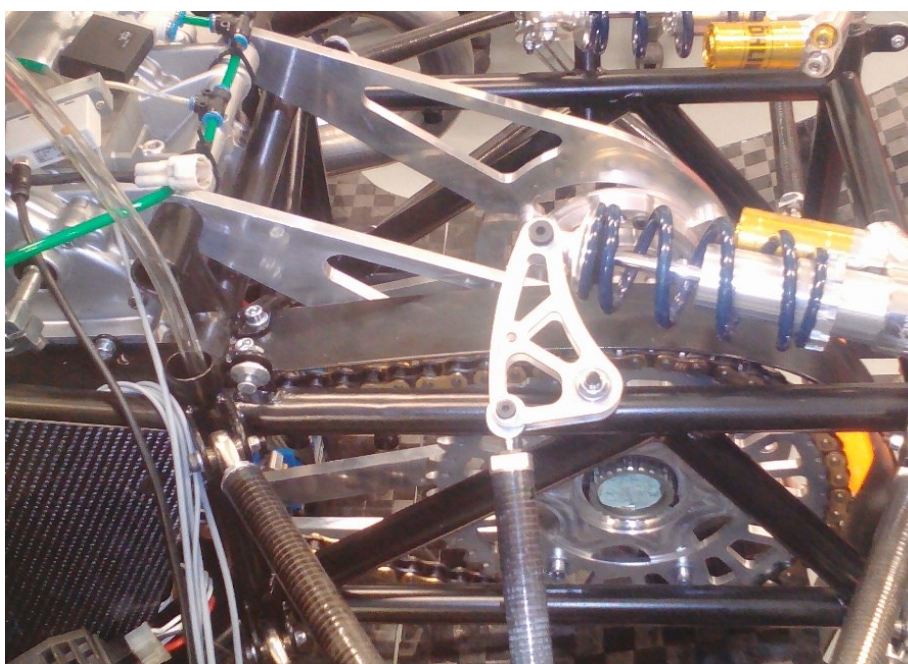
kde: D_f – předpokládaná délka řetězu
 P – rozteč článků řetězu

Předpokládaný počet článků řetězu je tedy 73. Pro potřeby koncového převodu tohoto vozidla byl zakoupen složený řetěz se 106 články, přičemž zbylé články, které nebudou potřeba, se odřežou.



Obrázek 40: Měření předpokládané délky řetězu

7. Zhodnocení a doporučení



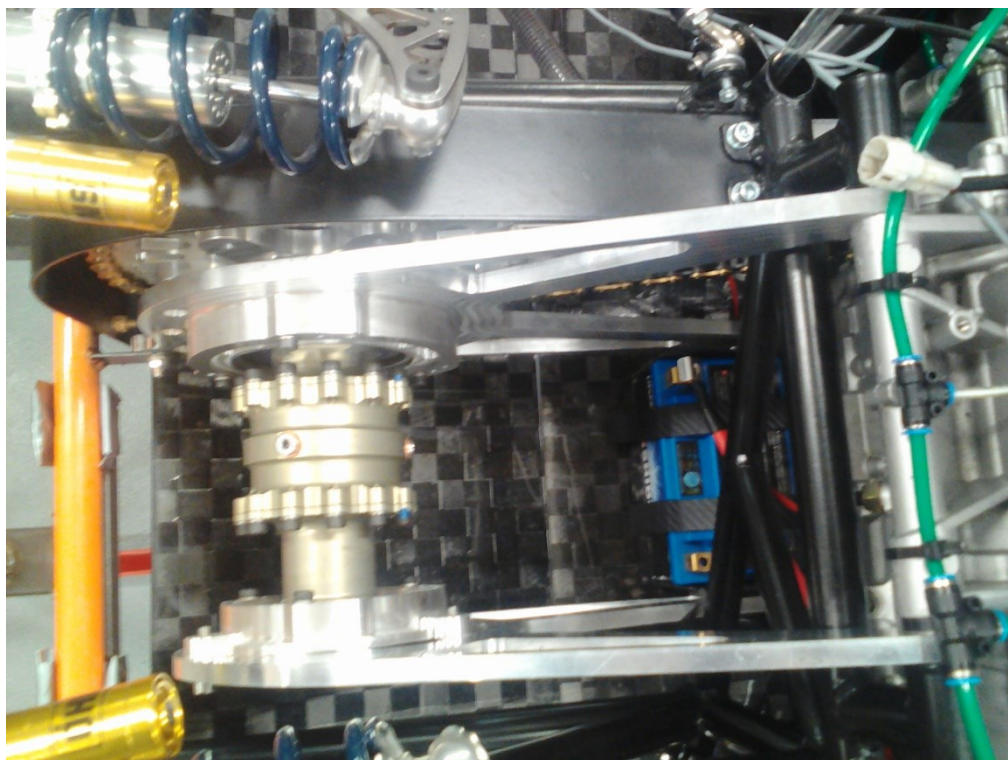
Obrázek 41: Vyrobený držák namontovaný ve vozidle

Tento systém uchycení rozvodovky závodního vozidla Formule student již v době zveřejnění této práce je vyroben a odzkoušen. S tímto systémem bylo odjeto okolo 200 km v závodním režimu a uchycení nejevilo žádné známky únavy materiálu, či poškození vlivem zatížení. Všechny části, které jsem navrhoval, tedy levý i pravý držák, excentry a držák rozety byly vyráběny frézováním. U pravého držáku byl každý díl vyroben ze samostatného polotovaru. Dále pak byly všechny části ručně leštěny, to však bylo pouze z estetických důvodů.



Obrázek 42: Vyrobený držák před montáží do vozidla

Pro další prototypy vozidla by mohla být provedena topologická optimalizace držáků a excentrů. Dále by bylo možné navrhnout ložiska, která by poté mohla být menší. Dalším doporučením pro další vozy je, že v případě použití stejných úchytných bodů na motoru by mohl být zakoupen diferenciál s delší roztečí mezi ložisky, aby se nemusela vyrovnávat vzdálenost mezi plochou úchyty a ložiskem, což způsobuje další namáhání.



Obrázek 43: Vyrobený držák namontovaný ve vozidle

8. Závěr

Tato diplomová práce se zabývala konstrukčním návrhem upevnění rozvodového mechanismu vozidla pro soutěž Formula student. V teoretické části je představena soutěž Formula student, popsána problematika přenosu točivého momentu z motoru na kola, představeno řešení na minulém vozidle a možné varianty řešení uchycení rozvodovky. V praktické části byly popsány volby jednotlivých možností, okrajové podmínky, které jsem musel dodržet a jednotlivé konstrukční návrhy včetně dřívějších variant, které byly upraveny. V předposlední kapitole je pak uvedeno zhodnocení celého konstrukčního návrhu a doporučení, která mohou být brána v potaz při návrhu další generace vozidla.

Reference

- [1] Pravidla FSAE a FSG dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf> a
https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.1.pdf
- [2] RICHTÁŘ, Michal; ŠMIRAUŠ, Jakub; DRESLER Pavel. *Stavba silničních vozidel*. Ostrava, 225 s. dostupné z: https://issuu.com/michdor/docs/m9_text
- [3] <http://formula.vsb.cz/cs/>
- [4] archiv Formula TU Ostrava
- [5] Drexler Motosport
- [6] <http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1448716>
- [7] <https://www.thinglink.com/scene/796650489935560705>
- [8] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>

Seznam příloh

Příloha A – Sestavný výkres držáku rozvodovky

Příloha B – Kusovník sestavného výkresu držáku rozvodovky